

Yevgeniy Nyurenberg

Konstruktion eines 40.000 Nm
Torsionswechsellastprüfstand mit
Gegeneinspannung für den Prüfling
und zugehöriger Kalibriervorrichtung

eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Maschinenbau

Stuttgart, 2010

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Uwe Mahn, (FH) Mittweida
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. (FH) Turlach

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliografische Beschreibung:

Nyurenberg, Yevgeniy:

Konstruktion eines 40.000 Nm Torsionswechsellaastprüfstand mit
Gegeneinspannung für den Prüfling und zugehöriger Kalibriervorrichtung.
76 Seiten, 38 Abbildungen, 2 Anhänge mit Berechnungen und Zeichnungen,
Hochschule Mittweida, Fachbereich Maschinenbau
Diplomarbeit, 2010

**Referat:**

Im Rahmen der Diplomarbeit ist ein geeignetes Konzept für einen
Drehpulsprüfstand zu konstruieren, der möglichst reelle Bedingungen für einen
Prüfling erzeugt. Dazu sollen vorhandene Drehpulsprüfstände untersucht und
analysiert werden. Hierbei liegt der Schwerpunkt auf Funktion und Effizienz der
einzelnen Prüfstände, die in Kombination zu einer idealen Lösung führen sollen.
Die Kalibriervorrichtung soll sich zur querkraftfreien und biegemomentfreien
Kalibrierung einer Drehmomentmesswelle von bis zu 150.000 Nm eignen.
Diese Kalibriervorrichtung ist zusätzlich zur Kalibrierung von Kraftaufnehmern
bis 200 kN vorzusehen.

Inhaltsverzeichnis

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	IV
<u>Abbildungsverzeichnis</u>	V
<u>Abkürzungsverzeichnis</u>	VI
<u>1. Einleitung</u>	7
1.1 <u>Firmenbeschreibung</u>	7
1.2 <u>Aufgabenstellung</u>	8
1.2.1 <u>Erstellung einer Konstruktion für einen 40.000 Nm</u> <u>Torsionswechsellastprüfstand mit Gegeneinspannung für den Prüfling</u>	8
1.2.2 <u>Entwicklung einer Kalibriervorrichtung für Drehmomentmesswelle</u> <u>und Kraftaufnehmer</u>	9
<u>2. Stand der Technik</u>	10
2.1 <u>Allgemein</u>	10
2.2 <u>Bisherige Versuchsstände</u>	16
2.2.1 <u>Drehpulsprüfstand</u>	16
2.2.2 <u>Kalibriervorrichtung</u>	17
<u>3. Konstruktion des Torsionswechsellastprüfstandes</u>	18
3.1 <u>Aufstellung auf dem Spannfeld</u>	18
3.2 <u>Befestigungswinkel</u>	18
3.3 <u>Motor</u>	21
3.4 <u>Motorbefestigung</u>	22
3.5 <u>Entwicklung der Kupplung</u>	26
3.6 <u>Adaptionsflansch</u>	30
3.7 <u>Sicherheitsmaßnahmen</u>	33
3.7.1 <u>Externer Motoranschlag</u>	33
3.7.2 <u>Schutzblech</u>	35
3.8 <u>Dämpfung</u>	36
3.8.1 <u>Auswahl der Dämpfer</u>	36
3.8.2 <u>Konstruktion der Dämpfungseinrichtung</u>	38
3.8.3 <u>Reihenfolge von der Montage der Dämpfung</u>	40
3.9 <u>Zusammenbau des Torsionswechsellastprüfstandes</u>	41
<u>4. Kalibriervorrichtung</u>	43
4.1 <u>Drehmomentmesswelle</u>	43
4.2 <u>Gegenwinkel</u>	44
4.3 <u>Hebelarm</u>	45
4.4 <u>Hydraulikzylinder</u>	46
4.5 <u>Kraftaufnehmer</u>	47
4.6 <u>Schwenklagerbock, Kreuzgelenk</u>	48
4.7 <u>Hydraulikeinheit</u>	48
4.8 <u>Doppelträgerbrücke</u>	49
4.9 <u>Zusammenbau der Kalibriervorrichtung</u>	50
<u>5. Zusammenfassung</u>	52
<u>Anhang A: Berechnungen</u>	54
<u>Anhang B: Zeichnungen</u>	63
<u>Literaturverzeichnis</u>	75
<u>Erklärung</u>	76

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Actros 3341 [WEB 01]	7
Abbildung 2: Positionierung der Gelenkwelle und Hinterachswelle im Fahrzeug [WEB 04]	11
Abbildung 3: Drehpulsprüfstand (Prinzipielle Versuchsanordnung)	12
Abbildung 4: Analogie zum Antriebstrang Fahrzeug	13
Abbildung 5: Regelkreis	15
Abbildung 6: Ergebnisdiagramm	16
Abbildung 7: Spannungsfeld	18
Abbildung 8: Motorwinkel	19
Abbildung 9: Motorwinkel im Schnitt Positionierung von Führungsbolzen und Befestigungsschrauben	20
Abbildung 10: Motor von Fa. "Hense"	21
Abbildung 11: Bewegungswinkel des Motors	23
Abbildung 12: Motorverschraubung	25
Abbildung 13: Motor – Kupplung Verbindung	25
Abbildung 14: Kupplung – Motorwinkel Verbindung	26
Abbildung 15: RIGIFLEX 210 Form 02	28
Abbildung 16: Lamellenumstellung	28
Abbildung 17: Lamelleneinbau	29
Abbildung 18: Winkeleinpassung für die Kupplungsflansch	30
Abbildung 19: Adaptionenflansch	31
Abbildung 20: Motorwelle - Adapterscheibeverbindung	32
Abbildung 21: Adaptionenflansch eingebaut	33
Abbildung 22: Anschlag - Gegenanschlag	34
Abbildung 23: Befestigung des Gegenanschlages	35
Abbildung 24: Schutzblech	36
Abbildung 25: Typische Bauform eines Tonnenlagers [WEB 08]	38
Abbildung 26: Dämpfungseinrichtung - erste Variante	39
Abbildung 27: Dämpfungseinrichtung - verwendete Variante	39
Abbildung 28: Drehpulsprüfstand im Einsatz	42
Abbildung 29: Drehmomentmesswelle	43
Abbildung 30: Positionierung der Dehnmessstreifen [WEB 05]	44
Abbildung 31: Einbau der Drehmomentmesswelle	45
Abbildung 32: Einbau des Hebelarmes	45
Abbildung 33: Hydraulikzylinder (Schematische Darstellung)	46
Abbildung 34: Typische Bauform eines Kraftaufnehmers [WEB 07]	47
Abbildung 35: Positionsänderung von der Hydraulikeinheit	48
Abbildung 36: Hydraulikeinheit Zusammenbau	49
Abbildung 37: Zusammenbau der Doppelträger und Hydraulikeinheit	50
Abbildung 38: Kalibriervorrichtung - Zusammenbau	51

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Benennung
DMN	Drehmomentmessnabe
F	Kraft
F_d	Druckkraft
F_z	Zugkraft
I_{vent}	Ventilstrom
L	Hebellänge
l_h	Halbierte Hebellänge
NFZ	Nutzfahrzeug
PID - Regler	Proportional – Integral – Differential – Anteilregler
P_{max}	Nenndruck (Motoreigenschaften)
P_{min}	Mindestdruck (Motoreigenschaften)
Q	Ölzuflussgeschwindigkeit (Motoreigenschaften)
R	Lastverhältnis
T	Benötigtes Drehmoment
T_{Kmax}	Maximaldrehmoment (Kupplungseingaben)
T_{KN}	Nenndrehmoment (Kupplungseingaben)
T_{KW}	Wechseldrehmoment (Kupplungseingaben)
T_{th}	Theoretisches Drehmoment
U_a	Ausgangssignal
U_e	Eingangssignal
W	Sollwert
X	Istwert
ZB	Zusammenbau
φ°	Drehwinkel der Drehmomentmesswelle
ω	Schwenkgeschwindigkeit (Motoreigenschaften)

1. Einleitung

1.1 Firmenbeschreibung

Die Nutzfahrzeuge der Daimler AG gehören aufgrund einer zeitgerichteten Erprobung zu den zuverlässigsten LKW's in allen Einsatzfällen.

Die Daimler AG vertreibt in rund 200 Ländern weltweit insgesamt über 100 einzelne Fahrzeugmodelle in den Produktgruppen Pkw, Vans, Lkw und Omnibusse. Mit automobilen Finanzdienstleistungen in über 40 Ländern rundet das Unternehmen sein Produktportfolio ab.



Abbildung 1: Actros 3341 [WEB 01]

Mit den Marken Mercedes-Benz, Freightliner Trucks, Western Star Trucks und Mitsubishi Fuso hat Daimler seine weltweite Marktführerschaft im Trucksegment etabliert. Für alle Lkw-Marken aus dem Hause Daimler gilt: Sie bieten

maßgeschneiderte Fahrzeuglösungen und vereinen Umweltschutz mit Wirtschaftlichkeit. [WEB 06]

Gottlieb Daimler verkaufte 1886 den ersten Lkw der Welt. Seit über 120 Jahren bürgt damit der Name Mercedes-Benz für Lkw höchste Qualität. Auf dem europäischen und lateinamerikanischen Markt sind Mercedes-Benz Lkw heute noch Synonym für höchste Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit, für erstklassige Produkt- und Service-Qualität wie für übergreifende Kompetenz kundenorientierter Transportlösungen. [WEB 02]

Auch in Sachen Umweltschutz ist Mercedes-Benz Lkw gut aufgestellt: Dieselmotoren von Daimler sind durch die ständige Weiterentwicklung zu effizienten und emissionsarmen High-Tech-Triebwerken geworden.

Mit „Trucks you can trust“ steht Mercedes-Benz Lkw für höchste Qualität und Zuverlässigkeit. Als Leitlinie in allen Bereichen ist dieses Markenversprechen Ansporn für die weltweit mehr als 40.000 Mitarbeiter der Mercedes-Benz Lkw-Organisation stets Premium-Qualität zu liefern - von der Entwicklung über die Produktion und den Verkauf, bis hin zum Service in den Werkstätten. [WEB 02]

1.2 Aufgabenstellung

1.2.1 Erstellung einer Konstruktion für einen 40.000 Nm Torsionswechsellastprüfstand mit Gegeneinspannung für den Prüfling

Im Rahmen der Diplomarbeit ist ein geeignetes Konzept für einen Drehpulsprüfstand zu konstruieren der möglichst realen Bedingungen für einen Prüfling erzeugt. Dazu sollen vorhandene Drehpulsprüfstände untersucht und analysiert werden. Hierbei liegt der Schwerpunkt auf Funktion und Effizienz der einzelnen Prüfstände, die in Kombination zu einer idealen Lösung führen sollen.

Es ist die Konstruktion für einen hydraulischen Torsionswechsellastprüfstand mit einem maximalen Drehmoment von 40.000 Nm zu erstellen. Als

Randbedingung hat der Betrieb folgende Eckpunkte aufgestellt, um einen geregelten Prüfstand abzubilden.

1. Aufnahme des Torsionswechsellaastprüfstands in einer Achshöhe von 405 mm zum Spannfeld des Komponentenprüffeldes.
2. Befestigung des verschiebbaren Torsionswechsellaastprüfstands auf dem vorgegebenen Spannfeld. Der Antrieb wird an den Nuten des Spannfeldes ausgerichtet.
3. Lagerung des Drehantriebes (möglichst im Schwerpunkt), so dass die Achse des Antriebs in einem Kegel mit einem halben Öffnungswinkel von $0,75^\circ$ schwenkbar ist.
4. Integration eines mechanischen Endanschlages für die Antriebswelle, sofern hierfür keine motorinterne Möglichkeit (seitens des Motorenherstellers) oder eine andere Lösung (z.B. hydraulisch) vorgesehen werden kann.
5. Auswahl oder Konstruktion einer drehsteifen Ausgleichkupplung.
6. Möglichkeit zur horizontalen Ausrichtung der Drehachse bei Verschiebung des Schwerpunktes durch Adaptionsteile.

1.2.2 Entwicklung einer Kalibriervorrichtung für Drehmomentmesswelle und Kraftaufnehmer

Die Kalibriervorrichtung soll sich zur querkraftfreien und biegemomentfreien Kalibrierung einer Drehmomentmesswelle von bis zu 150.000 Nm eignen. Diese Kalibriervorrichtung ist zusätzlich zur Kalibrierung von Kraftaufnehmern bis 200 kN vorzusehen.

2. Stand der Technik

2.1 Allgemein

Konstruktiv berechnete Eigenschaften, wie zum Beispiel Sicherheit, Zuverlässigkeit usw., werden in Prüfstands- und Fahrzeugversuch unterteilt. Der Fahrzeugversuch prüft das Gesamtsystem Fahrzeug mit seinen Komponenten auf speziellen Teststrecken und auf definierten Einsatzrouten im normalen Straßenverkehr.

Außerdem werden Prototyp-Fahrzeuge mit Meßsystemen ausgestattet.

Nach Bedarf werden die fahrzeugeigenen Sensoren durch weitere ersetzt, die meist in Anzahl und Genauigkeit über die fahrzeugeigene Messtechnik hinaus gehen.

Alle, von Messsystem und Bordcomputer gelieferten Daten werden in einem Messcomputer gespeichert und danach analysiert.

Im Fahrversuch kann das Gesamtsystem mit allen Einflüssen realistisch getestet werden. Allerdings ergeben sich ein hoher Rüstaufwand und eine lange Prüfdauer.

Beim Prüfstandtest werden einzelne Aggregate wie Getriebe oder Achsen oder auch nur einzelne Komponenten einer speziellen Belastung oder in Prüfprogrammen einem Belastungskollektiv ausgesetzt.

Beim Aggregate -Test werden ganze Komponenten in den Prüfständen montiert und getestet. Dabei können ganze Getriebe komplett in einem Prozess getestet werden.

Der Komponententest wird nur bei Einzelteilen durchgeführt.

Nachfolgend wird in einem Prüffeld die „Betriebsfestigkeit und Funktion von Komponenten des Nutzfahrzeugs – Antriebsstrangs“ betrachtet.

In diesem Prüffeld werden Komponenten und Bauteile, wie z.B.

Achsantriebswellen, Getriebewellen, Gelenkwellen, Getriebeflansche, Achsgehäuse, Getriebegehäuse und Wellen geprüft.

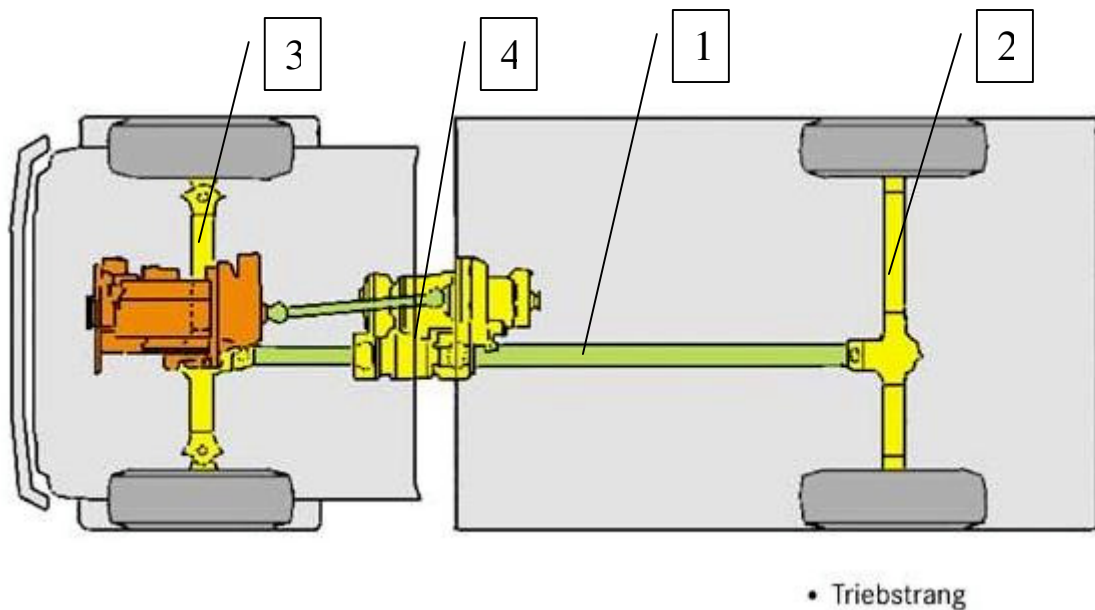


Abbildung 2: Positionierung der Gelenkwelle und Hinterachswelle im Fahrzeug [WEB 04]

1. Gelenkwelle
2. Angetriebene Hinterachse
3. Angetriebene Vorderachse
4. Getriebegehäuse

Die Erprobung wird in verschiedenen Prüfarten durchgeführt.

Die Bauteile werden auf Gewaltbruch, Betriebsfestigkeit, Betriebseinflüsse, Verformungen u.a. untersucht.

Um einen möglichst optimalen Auslegungsbereich von Bauteilen zu erhalten, wird die Untersuchung mit verschiedenen Prüfprogrammen, verschiedenen Lastkollektiven und unterschiedlichen Blockprogrammen durchgeführt.

Auf den Prüfständen müssen die Prüflinge entsprechend den Lastkollektiven, zeitlich begrenzt, weitgehend ohne Störeinfluss und mit eventuell überhöhter Last geprüft werden können. Daraus ergeben sich die Anforderungen für die Konstruktion der Prüfstände.

Mit dem servohydraulischen Schwenkantrieb werden Bauteile mit einem maximalen Drehmoment von 45.000 Nm bei 280 bar Versorgungsdruck auf

wechselnde Torsion belastet, um Erkenntnisse über ihre mechanischen Belastungsgrenzen zu gewinnen. Dazu wird der Prüfling von einer Seite auf einem Gegenwinkel fest eingespannt und auf der anderen Seite, vom hydraulischen Schwenkmotor, torsional belastet.

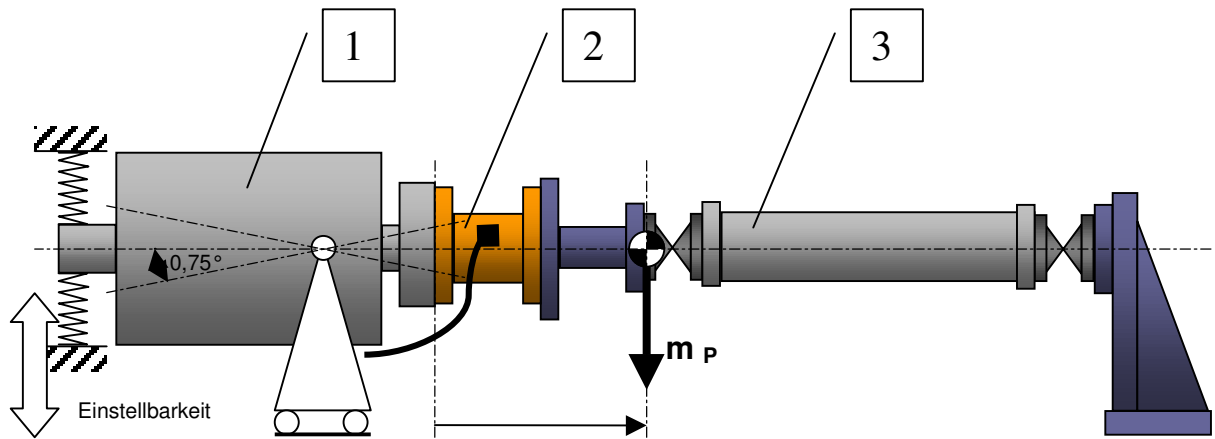


Abbildung 3: Drehpulsprüfstand (Prinzipielle Versuchsanordnung)

1. Hydraulischer Antriebsmotor
2. Drehmomentmessnabe
3. Prüfling (z.B. Gelenkwelle)

Die prinzipielle Versuchsanordnung, wie sie im NFZ-Prüffeld der Daimler AG angewendet wird, geht aus obiger Abbildung hervor. Der Antriebsmotor ist hier winkel- und axialbeweglich gelagert. Die Bewegungsmöglichkeit ist gering, verhindert aber Lastspitzen, die bei einer starren Anbindung auftreten würden.

Insbesondere bei der Gelenkwellenerprobung bildet der beweglich gelagerte Antrieb das Steifigkeitsverhalten von elastisch gelagerten Aggregaten, wie Hinterachse oder Schaltgetriebe ab.

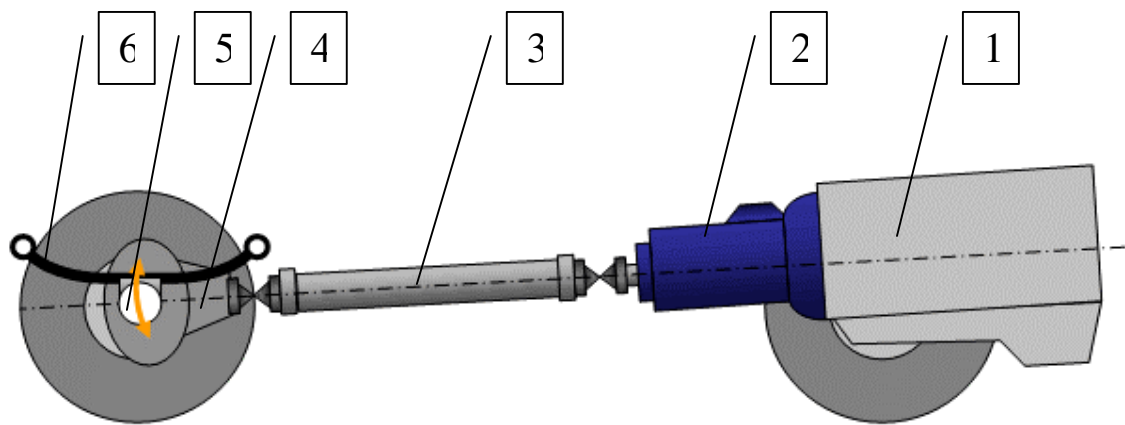


Abbildung 4: Analogie zum Antriebsstrang Fahrzeug

1. Motor
2. Getriebe
3. Gelenkwelle
4. Hinterachsgetriebe
5. Hinterachse
6. Federung

Zwischen Antriebsmotor und Prüfling ist eine Drehmomentmesswelle positioniert. Die Drehmomentmessnabe ist meist mit Dehnmessstreifen versehen, die über einen geeigneten Verstärker das Signal für den Regelkreis und zur Versuchsauswertung liefern.

Da im Regelkreis hydraulische Geräte verwendet werden (Hydroventile, Hydromotoren) spricht man auch von „Servohydraulik.“

(Servohydraulik = Elektrohdraulische Regelungstechnik).

Anwendung im Regelkreis bedeutet, der Betriebszustand wird messtechnisch ständig überwacht und Abweichungen vom geforderten Betriebszustand werden selbstständig korrigiert.

Geregelte Größen sind für diese Prüfstandsanwendung mechanische Größen wie:

- Drehwinkel,
- Drehzahl,
- Drehmoment

Oder Hydraulische Größen wie:

- Volumenstrom

- Druck

Der Regelkreis sieht schematisch wie folgt aus:

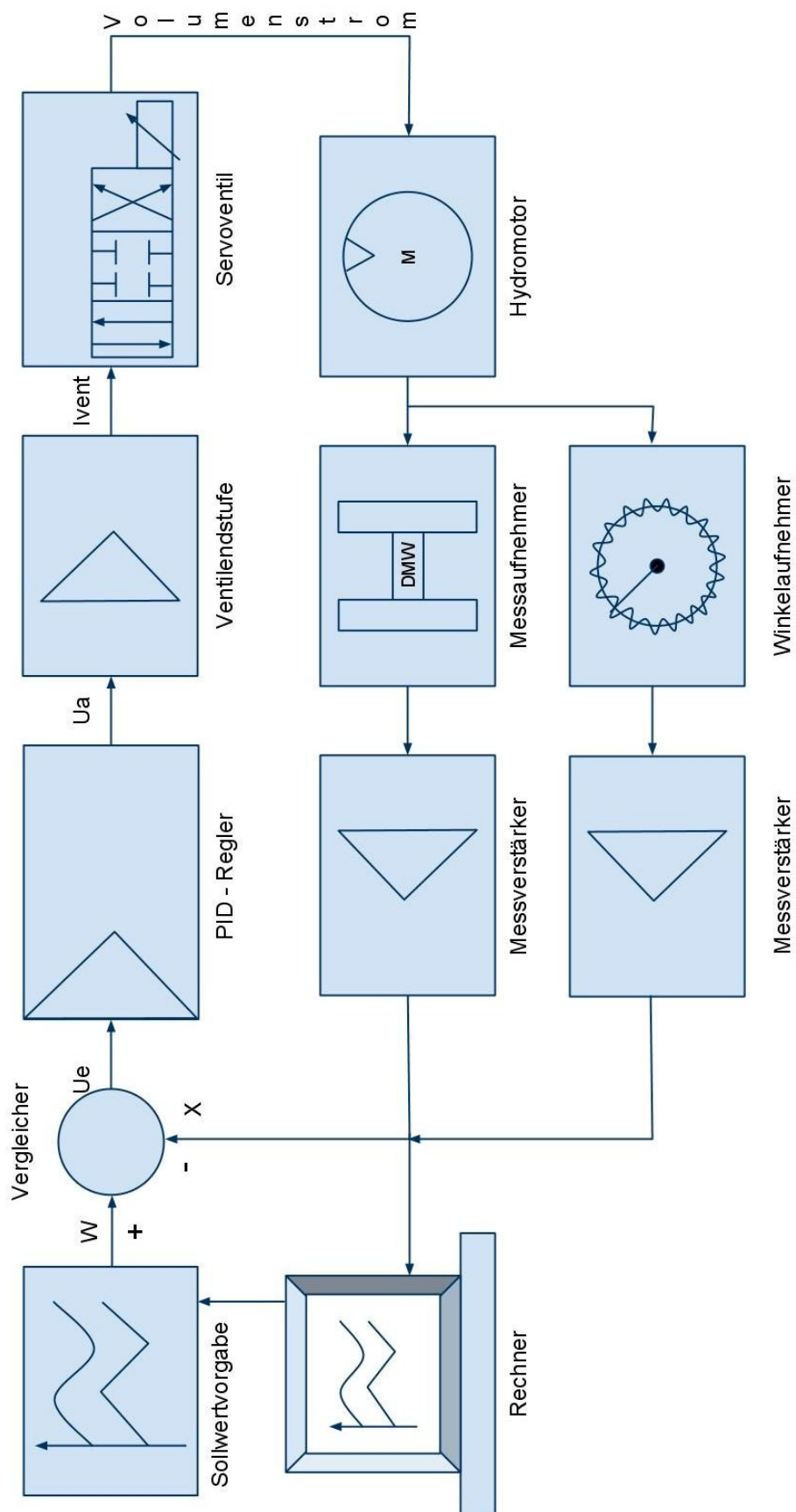


Abbildung 5: Regelkreis

W – Sollwert

X – Istwert

U_e – Eingangssignal für den Regler

U_a – Ausgangssignal für das Ventil

I_{vent} – Ventilstrom

Die von der Prüfaufgabe vergebene Last wird im Prüfstandrechner als Sollwertvorgabe (Sollkurve) definiert.

Z.B. für eine Gelenkwelle:

T = 20.000 Nm

Frequenz = 2 Hz

Schwellend belastet

R = 0,1

In Sinusform

Die eine gemessene Sollwertvorgabe wird an den Vergleich einer PID-Regler gegeben, der diese mit dem aktuellen Messwert vergleicht. Die Abweichung wird mit den eingestellten Konstanten des PID-Reglers in ein Stellsignal umgerechnet und von der Ventilendstufe in ein Steuersignal für das Servoventil (Proportionalventil) umgesetzt.

Das Servoventil ist ein Wegeventil, das den Ölstrom zum Motor steuert. Dieser erzeugt das Drehmoment oder die Drehzahl die von der Drehmomentmesswelle und dem Winkelaufnehmer gemessen wird und damit dem Regelkreis und der Messung zur Verfügung steht.

Als Ergebnis bekommt man einen Istwertverlauf, der durch die Abweichung vom idealen Sollwert die Güte der Prüfbelastung ergibt. Je nach Schwierigkeitsgrad der Regelaufgabe wird z.B. eine Abweichung vom Sollwert von weniger als 2 % verlangt.

Der Prüfling wird mit dieser bekannten Last bis zum Bruch belastet. Die erreichte Lastwechselzahl stellt zusammen mit der Lasthöhe einen Ergebnispunkt im Wöhlerdiagramm dar.

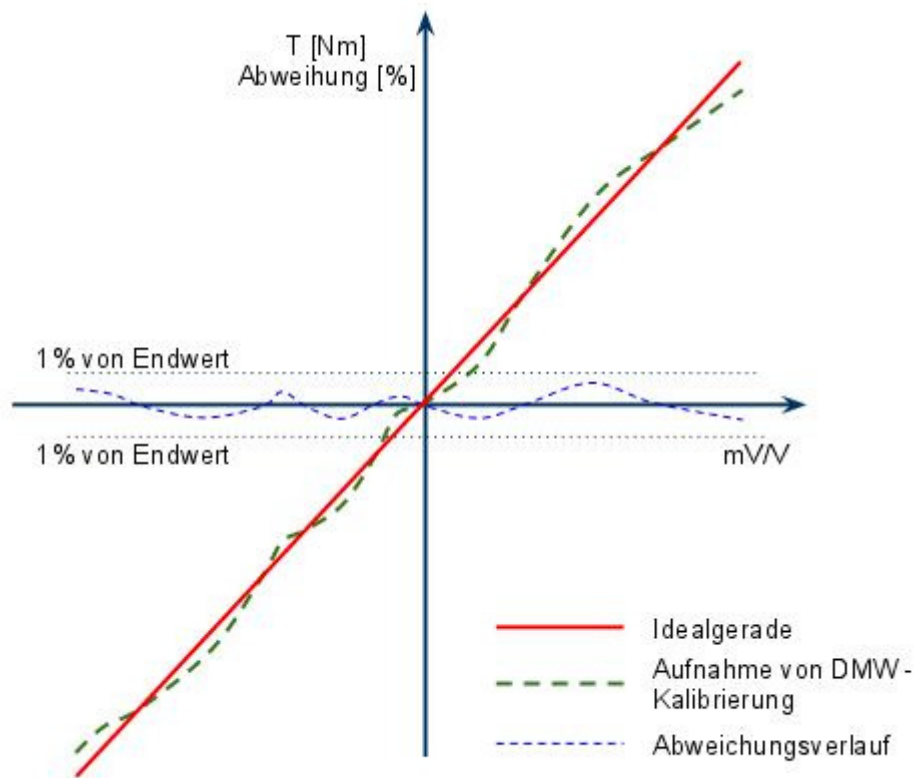


Abbildung 6: Ergebnisdiagramm

In diesem Prozess sind verschiedene Fachgebiete beteiligt:

- Regelungstechnik
- Elektronik
- Hydraulik
- Messtechnik

2.2 Bisherige Versuchsstände

2.2.1 Drehpulsprüfstand

Bei den vorhandenen Prüfständen sind die Prüflinge von beiden Seiten fest eingespannt. Von einer Seite auf dem Gegenwinkel und auf der anderen Seite von einem festgelagerten Antriebsmotor. Das führt dazu, dass beim Einfügen von einem Drehmoment zusätzliche Kräfte auftreten, die das Prüfergebn verfälschen und nicht den in Wirklichkeit auftretenden Kräften entsprechen.

2.2.2 Kalibriervorrichtung

In der Vergangenheit wurde wie folgt kalibriert:

Der Hebel wurde in waagerechter Position von einer Seite an die Drehmesswelle festgeschraubt und von der anderen mit dem Kran angehoben. Zwischen Hebel und Kranhaken wurde ein Kraftaufnehmer platziert.

Der Nachteil dieser Konstruktion war, dass die kalibrierte Drehmesswelle bei dieser Kalibrierungsart nicht nur auf Torsion beansprucht, sondern auch auf Biegung belastet wurde. Zusätzlich entstehen Quer- und Biegekräfte.

Diese Kräfte verfälschen die Ergebnisse.

Ein zweiter Nachteil ist, dass der Kran nur eine geringe Kraft erzeugt.

3. Konstruktion des Torsionswechsellaastprüfstandes

3.1 Aufstellung auf dem Spannfeld

In dem Prüffeld wird der verschiebbare Torsionswechsellaastprüfstand auf dem vorgegebenen Spannfeld befestigt. Somit lässt sich der Antrieb problemlos an den Nuten des Spannfeldes zueinander ausrichten.

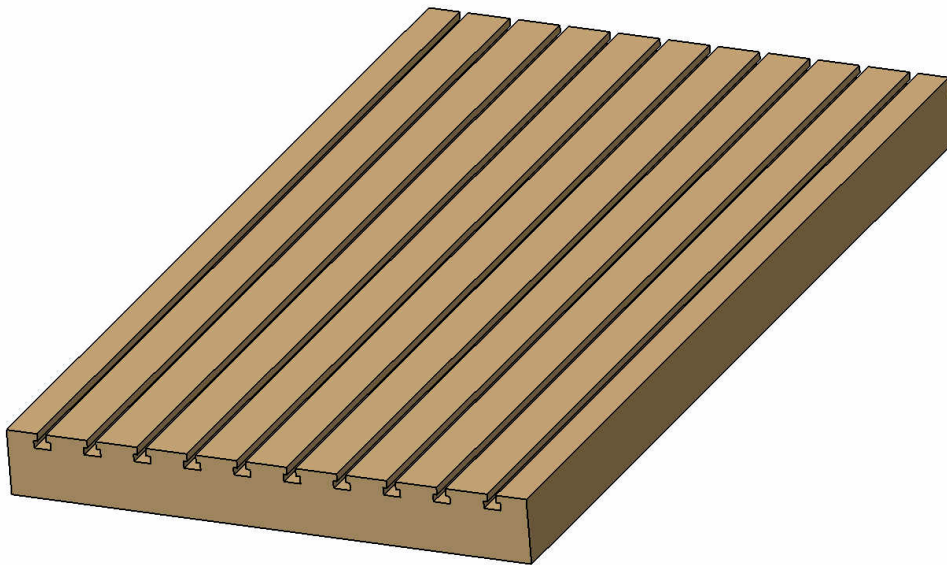


Abbildung 7: Spannfeld

3.2 Befestigungswinkel

Für den Prüfstand sind 2 Haltewinkel vorgesehen:

1. Motorwinkel
2. Gegenwinkel

Diese 2 Winkel sind baugleich. Sie bestehen aus:

1. Bodenplatte
2. Seitenwand
3. Vorderwand

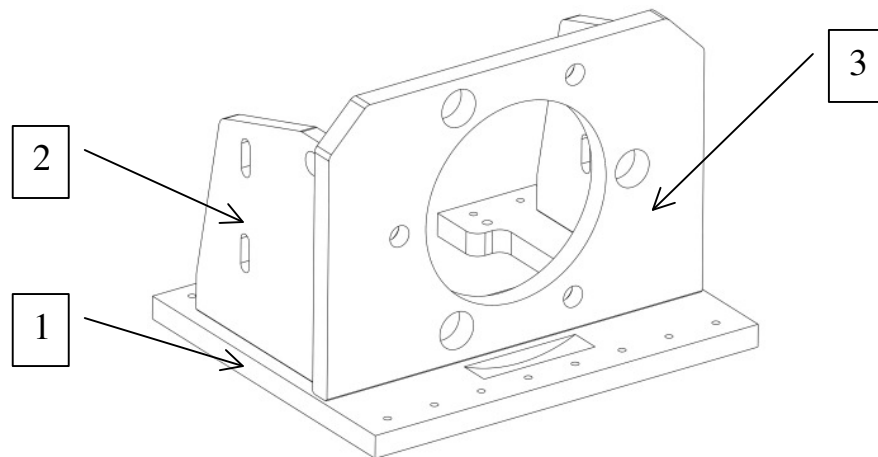


Abbildung 8: Motorwinkel

Der Antriebsmotor muss parallel zur Nutrichtung ausgerichtet werden können, damit

- a) der Prüfling zum Gegenlager fluchten
- b) die Prüflingsachse zur Achse eines zweiten Drehantriebs ausgerichtet werden kann. Es sollte möglich sein, den Prüfling von zwei gegenüberliegenden Motoren antreiben zu können.

Nachfolgend wird nur der Fall betrachtet, bei dem der Prüfling auf der einen Seite an einem festen Winkel und auf der anderen Seite an einem Schwenkmotor befestigt wird.

In der Bodenplatte des Winkels befinden sich Bohrungen, in die die Bolzen eingesetzt werden. Damit wird der Winkel auf dem Boden befestigt und wie gefordert ausgerichtet. Die zwei Winkel sind so auszurichten, dass die Flanschflächen parallel zueinander ausgerichtet sind.

Die zwei Seitenwände dienen für die Aufnahme der Prüfstandskraft und der Positionierung der Dämpfereinrichtung. In den Seitenwänden sind auch Bohrungen vorgesehen, um den Winkel allein oder im gesamten Zusammenbau transportieren zu können.

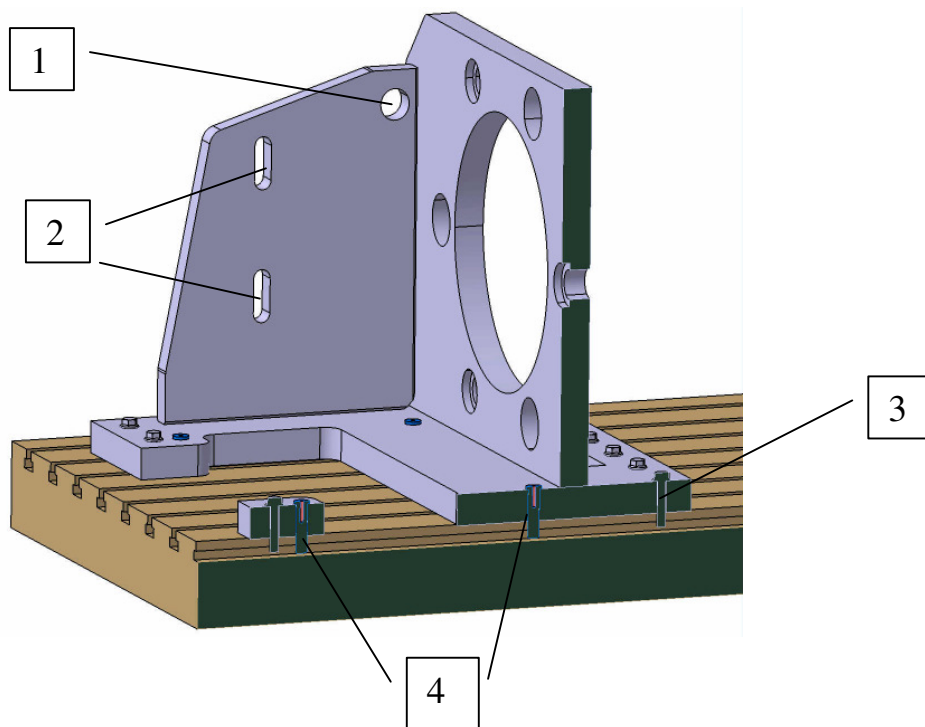


Abbildung 9: Motorwinkel im Schnitt. Positionierung von Führungsbolzen und Befestigungsschrauben

1. Transportbohrung
2. Langbohrungen für Dämpfungseinrichtung
3. Befestigungsschrauben
4. Führungsbolzen

Der Schwenkmotor wird über die drehsteife Lamellenkupplung mit Motorwinkel gelagert, der die Reaktionskräfte des Antriebs auf dem Spannfeld abstützt.

Der Gegenwinkel dient dazu, den Prüfling fest einzuspannen. Die Vorderwand des Motorwinkels hat ein Lochbild. Verschiedene Prüflinge können an das Lochbild angepasst werden. Der Abstand zwischen dem Mittelpunkt des Lochkreisbildes und des Spannfeldes beträgt 405 mm. Daraus folgt, dass die horizontale Achse der Gesamtkonstruktion in einer Höhe von 405 mm über dem Spannfeld liegt.

Der Gegenwinkel ist schon vorhanden und muss nicht neu konstruiert werden.

Diese Masse und Ausrichtung sind deshalb zu berücksichtigen, da die Bauteile anderer Prüfstände auch in diesen Abmessungen konstruiert sind. Alle

Drehbewegungsprüfstände dieser Art haben einen Abstand von dem Spannfeld bis zur Drehbewegungsachse von 405 mm.

3.3 Motor

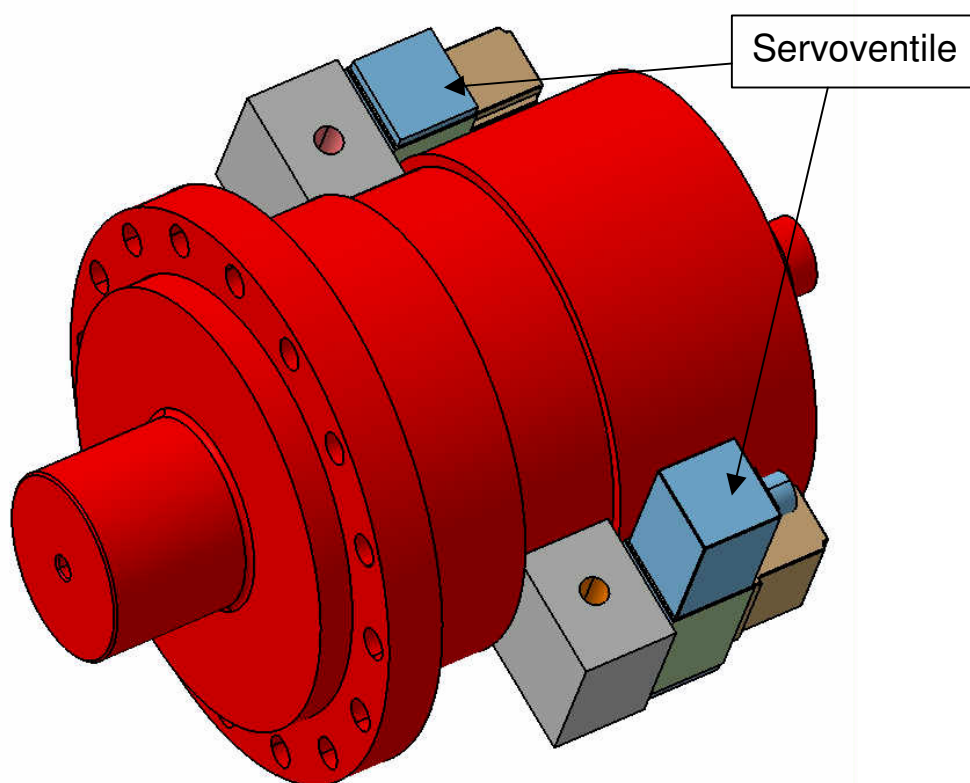


Abbildung 10: Motor von Fa. "Hense"

Hauptteil des Prüfstandes ist ein Schwenkmotor. Auf dem Prüffeld ist ein hydraulisches System vorhanden. Der Betriebsdruck beträgt $p_B = 280 \text{ bar}$.

Davon ausgehend verwendet man einen Hydraulischen-Schwenkmotor.

Für die Auswahl des Motors sind das geforderte Drehmoment von 40 000 Nm und der geforderte Drehwinkel von 120° zu berücksichtigen.

AG Daimler arbeitet in der Kooperation mit der Motor-Lieferantenfirma „Hense“.

Diese Firma entwickelt Hydraulische Schwenkmotoren und ist in der Lage, einen passenden Motor zu konstruieren.

Eine weitere Bedingung ist der mechanische Endanschlag für die Motor-Antriebswelle. Der Anschlag sichert den Motor gegen Überschlagen, falls der Prüfling spontan versagt.

Von der Fa. „Hense“ wurde in Aussicht gestellt, dass sich solcher Endanschlag innerhalb des Motors platziert lässt.

Das hätte die Konstruktion vereinfacht. Aus Kostengründen wird aber ein bereits vorhandener Motor verwendet, der nicht über diesen Endanschlag verfügt. Nun muss eine Lösung für diesen Endanschlag gefunden werden.

Hier sind die wichtigsten Eigenschaften von dem verwendeten Hydraulischen – Schwenkmotor:

Nenndruck max.	$p_{\max} = 280 \text{ bar}$
Mindestdruck	$p_{\min} = 20 \text{ bar}$
Theoretisches Drehmoment	$M = 41737 \text{ Nm}$
Arbeitsschwenkwinkel	$\varphi^\circ = 126 \text{ grad}$
Schwenkgeschwindigkeit	$\omega = 2,75 \text{ rad/s}$
Effektiv erforderlicher Volumenstrom	$Q_{\text{eff}} = 265 \text{ l/min}$

Der Motor wird zusammen mit zwei Hydraulischen - Servoventilen geliefert.

Durch diese Ventile werden folgende Arbeitsverfahren eingestellt:

- Theoretisches Drehmoment
- Arbeitsschwenkwinkel
- Schwenkgeschwindigkeit.

3.4 Motorbefestigung

Der Motor wird über eine drehfeste Kupplung auf den Motorwinkel aufgehängt.

Diese Bauweise ermöglicht, dass der Motor frei in der Bewegung bleibt und sich um einen Schwingungswinkel bewegt. Das Drehmoment wird dabei ohne Abweichungen an den Prüfling übertragen.

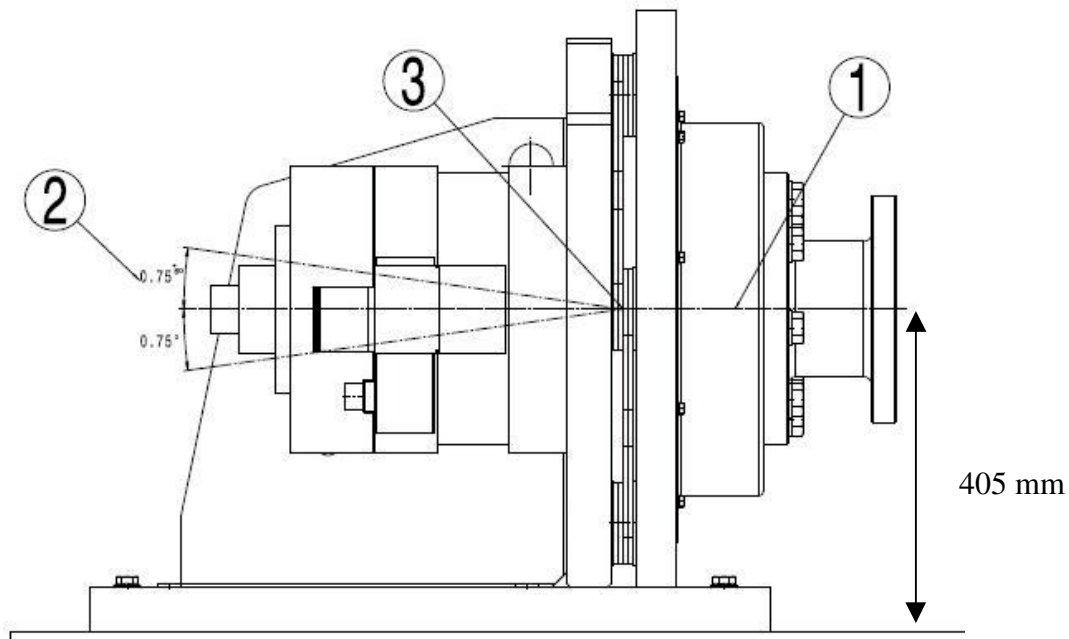


Abbildung 11: Bewegungswinkel des Motors

1. Mittelachse
2. Schwingungswinkel
3. Schwerpunkt (Kipppunkt)

Eine feste Verbindung zwischen dem Motorhaltewinkel und dem Motor ist unzweckmäßig, da der belastete Prüfling Schwingungen erzeugt die nicht verhindert werden dürfen.

Wie eingangs schon erwähnt, soll der Prüfstand die Belastung für den Prüfling realistisch darstellen. Z.B. ist die Antriebswelle im Auto auf der einen Seite mit der beweglich gelagerten Hinterachse verbunden, die unter Last gewisse Ausgleichsbewegungen zulässt. Auf der Antriebsseite ist die Antriebswelle mit dem steifer gelagerten Getriebe verbunden.

In dem Prüfstand wird der Antrieb vom Fahrzeug durch den Gegenwinkel dargestellt und die bewegliche Hinterachse wird durch die drehfeste aber Winkel bewegliche Lamellenkupplung ersetzt.

Während der Drehmomenterzeugung entstehen im Prüfling innere Spannungen, die auch Formänderungen des Prüflings hervorrufen. Durch die Lamellenkupplung können diese Spannungen und Formänderungen abweichen, da sich der Motor um einen Schwingungswinkel bewegen kann. Daraus folgt: die Motorbefestigung darf nicht die Motorbewegung verhindern.

An dem Prüfstand muss der Prüfling nur auf Torsion beansprucht werden, alle anderen entstehenden Kräfte sind unerwünscht.

In nachfolgenden Konzept wurde der Motor unmittelbar in der Kupplung platziert, so dass der Schwerpunkt des Motors mit dem Kipppunkt der Kupplung überein stimmt. Dadurch kann die waagerechte Position beibehalten werden. In Abhängigkeit vom Gewicht der verwendeten Einbauteile wird sich der Schwerpunkt verändern. Als Ausgleich dafür wird ein einstellbares Dämpfungssystem vorgesehen.

Das Motorgehäuse hat ein Flansch mit Lochkreisbild. Damit wird es an den Kupplungsflansch befestigt.

Der Motorflansch hat 16 Bohrungen, dessen Lochkreisdurchmesser 205 mm beträgt.

Um das erzeugende Drehmoment zu übertragen, müssen passende Schrauben ausgewählt werden.

Nach der Berechnung wird **M24 x 100 – 8.8** ausgewählt.

(Siehe Anhang: Schraubenberechnung für den Motorflansch.)

Die Länge der Schrauben ergibt sich aus der Breite von Motorflansch plus Kupplungsflansch.

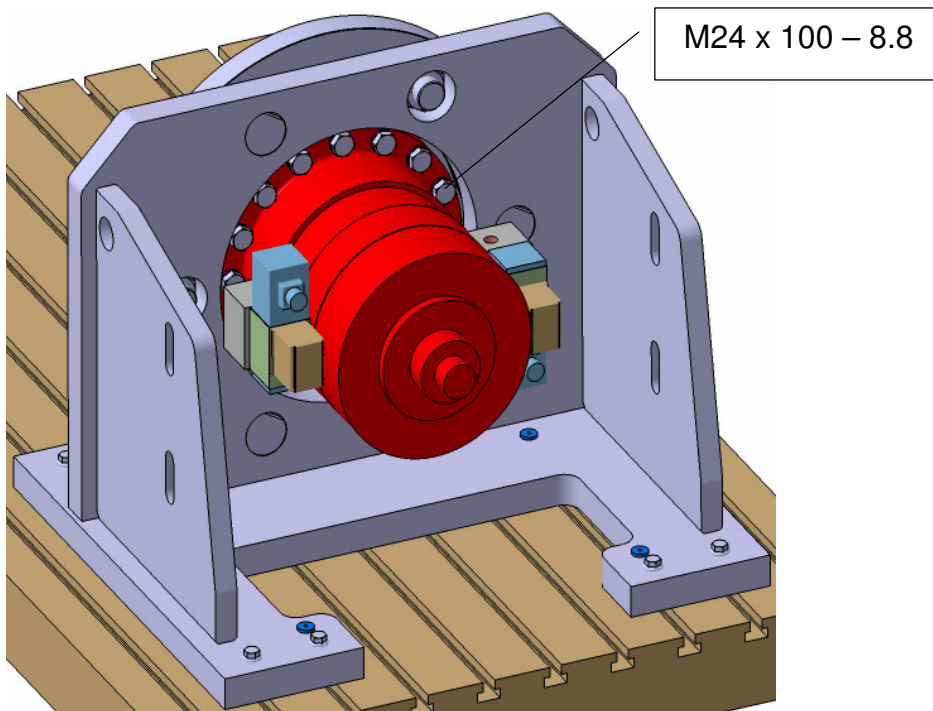


Abbildung 12: Motorverschraubung

Motorseitig wird die Kupplung mit dem Motorwinkel verbunden. Somit wird von dem Motor erzeugende Bewegung ohne Verfälschungen in den Prüfling eingeleitet.

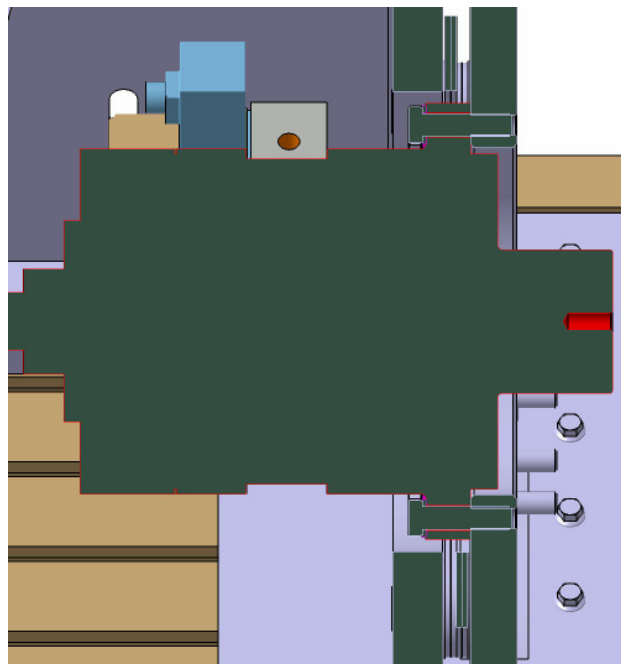


Abbildung 13: Motor – Kupplung Verbindung

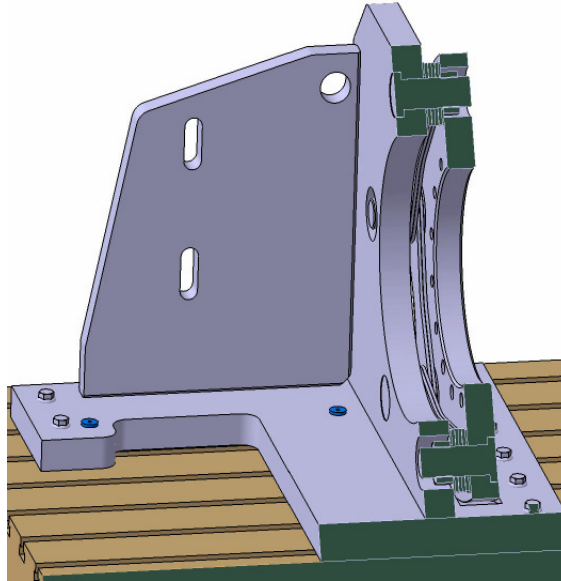


Abbildung 14: Kupplung – Motorwinkel Verbindung

Bei der Montage des Motors muss darauf geachtet werden, dass sich die Motorflügel in waagerechter Position befinden. Dafür muss bekannt sein, wie die Flügel im Verhältnis zum Motorgehäuse positioniert sind.

3.5 Entwicklung der Kupplung

Wie eingangs beschrieben, wird durch das motorerzeugende Drehmoment über die Kupplung auf den Motorwinkel weitergeleitet.

Die Kupplung soll motorseitig die Schwenkbewegung des Motors nicht verhindern und von der anderen Seite die Drehbewegung gut übertragen. Diese Aufgaben werden von einer Stahl-Lamellenkupplung der Fa. „KTR“ zufriedenstellend erfüllt.

RIGIFLEX Stahl – Lamellenkupplungen sind spielfrei und drehfest. Die Lamellen sind als geschichtet und taillierte Einzelteile ausgeführt. Sie werden über formschlüssige Passbolzen absolut spielfrei mit der Nabe bzw. Flansch verbunden.

Je nach Kupplungsgröße werden Lamellenpakete mit 4 oder 6 Spezialbolzen verwendet. Über die Anzahl der geschichteten Einzellamellen sind Drehmomente, Verlagerungswerte und Steifigkeit für Sonderausführungen variierbar. [WEB 09]

Wirkungsprinzip von Lamellenkupplung

Die Kupplungsflansche werden mit Schrauben an Bewegungserzeuger und Bewegungsempfänger befestigt. Das Drehmoment des Bewegungserzeugers wird über Passbolzen und Lamellenpakete auf den Bewegungserzeuger übertragen, d.h., dass das die wichtigsten Teile der Kupplung Lamellenpakete und Bolzen sind.

Als Ausgangsvariante in dieser Diplomarbeit wurde die **Stahl–Lamellenkupplung RIGIFLEX Form 02** der Fa „KTR“ genommen. Diese Kupplungsvariante hat 2 Flansche.

Die verwendete Kupplung muss folgenden Forderungen entsprechen:

1. Übertragung des vorgegebenen Moments von 40 000 Nm
2. passende Außen– und Innendurchmesser
3. Schwenkwinkel von mindestens $0,75^\circ$ erfüllen

Der Innendurchmesser von der Kupplung ist von dem Motoraußendurchmesser vorgegeben. Der Außendurchmesser ist über den Abstand zwischen Drehachse und der Motorwinkelbodenplatte definiert.

Die Fa. KTR bietet keine passende Kupplung an, daher wurde entschieden die Kupplung selbst zu entwickeln.

In dem Katalog wurde eine Kupplung mit benötigtem Nenndrehmoment ausgewählt.

RIGIFLEX 210 Form 02

Diese Lamellenkupplung hat:

Nenndrehmoment $T_{KN} = 40\,000\text{ Nm}$

Maximaldrehmoment $T_{Kmax} = 131\,500\text{ Nm}$

Wechseldrehmoment $T_{KW} = 20\,000\text{ Nm}$

Schwenkwinkel / Lamelle 1°

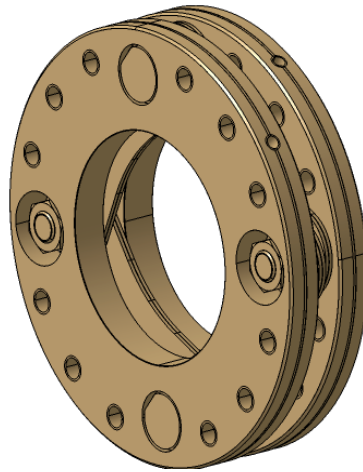


Abbildung 15: RIGIFLEX 210 Form 02

Der Nachteil von dieser Kupplung ist, dass sie einen zu kleinen Innendurchmesser hat.

Die Kupplung mit passendem Innendurchmesser („RIGIFLEX 350, Form 02“) hat jedoch einen zu großen Außendurchmesser.

Um den passenden Innendurchmesser von der Kupplung zu erreichen, werden 6 Lamellen und 6 Bolzen von RIGIFLEX 210 Form 02 genommen. Sie werden in Sechseckbauform wieder zusammengesetzt, wie es bei den Kupplungen für größere Drehmoment Übertragungen montiert wird.

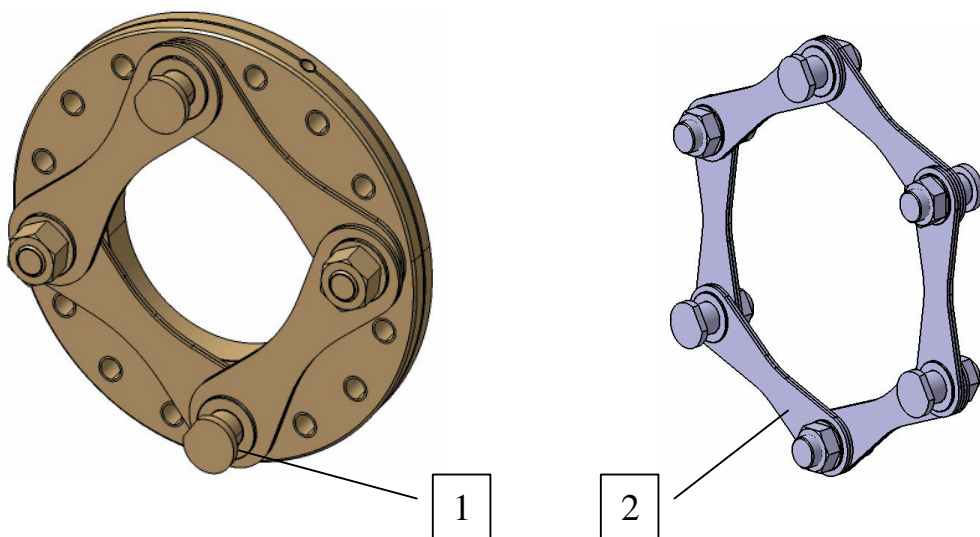


Abbildung 16: Lamellenumstellung

1. Bolzen
2. Lamellen

Auf Grund der identischen Lamellen, kann davon ausgegangen werden, dass sie das Drehmoment in 40 kNm übertragen werden. Die Kraft pro Lamelle und Bolzen wird sich sogar bei vergrößertem Durchmesser verkleinern.

In Unterschied zur Vierpunktlamellenkupplung wird sich der Schwingungswinkel von 1° auf $0,75^\circ$ verkleinern, was allerdings unseren Forderungen entspricht.

Dazu müssen jetzt nur die Kupplungsflansche mit passendem Innen- und Außendurchmesser gefertigt werden. Um Material, Größe und Gewicht bei der Kupplung und gesamten Konstruktion zu sparen, wird nur ein Kupplungsflansch mit passenden Außen- und Innendurchmesser gefertigt. Von der anderen Seite werden die Bolzen direkt an die Vorderwand vom Motorwinkel befestigt.

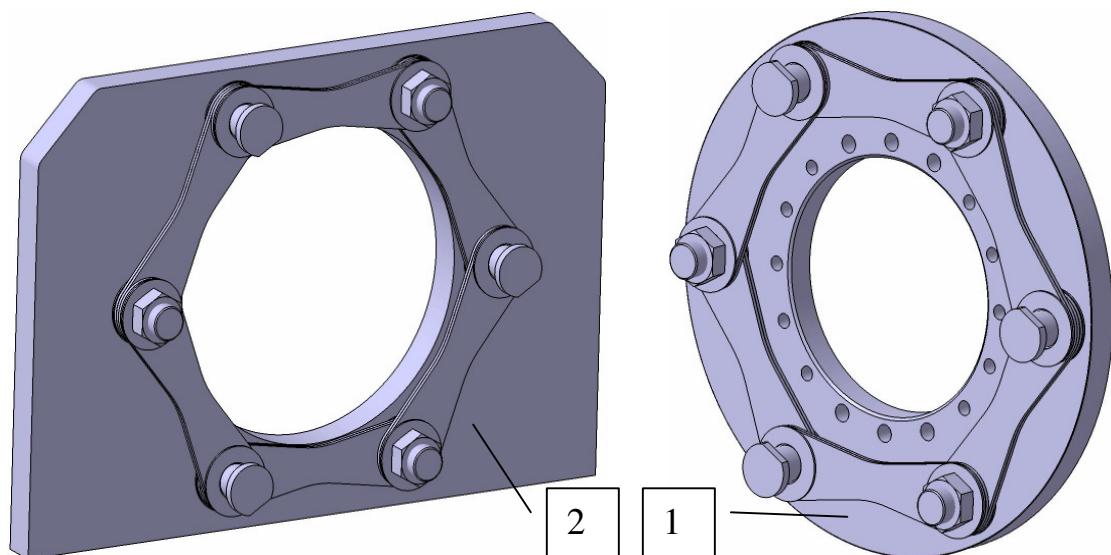


Abbildung 17: Lamelleneinbau

1. Kupplungsflansch
2. Motorhaltewinkel – Vorderwand mit dem Lochkreisbild für die Kupplungsbolzen

Um Bauraum auf der kupplungsabgewandten Seite zu gewinnen, sind hier die Schrauben direkt in den Kupplungsflansch eingeschraubt. Die Bohrungen des Kupplungsflanschs sind in einem Gewinde ausgeführt, so dass die Schrauben direkt in den Kupplungsflansch eingeschraubt werden können. Nur die drei oberen und drei unteren Bohrungen haben keine Gewinde.

In der Motorwinkel-Vorderwand befindet sich ein Ausschnitt, in dem sich der Motor befindet. Der Durchmesser von diesem Ausschnitt muss größer als der

des Motors sein, damit der Motor während des Betriebs genügend Bewegungsfreiheit hat.

(Siehe Anhang: Berechnung des Bohrungsdurchmessers für den Motor in der Motorwinkelvorderwand.)

Abhängig von dem berechneten Bohrungsdurchmesser ist die Größe von Motorwinkel -Vorderwand zu vergrößern.

Dadurch muss auch aus der Bodenplatte Material herausgefräst werden.

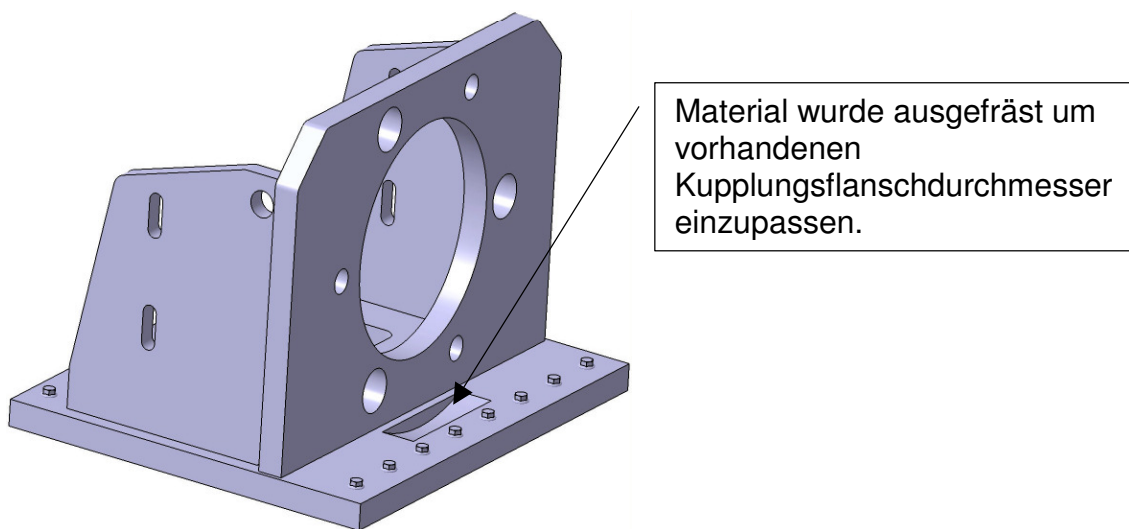


Abbildung 18: Winkeleinpassung für die Kupplungsflansch

3.6 Adaptionenflansch

Das vom Motor erzeugte Drehmoment, das auf den Prüfling wirkt, muss permanent kontrolliert werden. Daher wird zwischen dem Prüfling und dem Motor eine Drehmomentmesswelle positioniert.

Abhängig von der Größe des aufgetragenen Drehmomentes müssen entsprechend unterschiedlich dimensionierte Drehmomentmesswellen verwendet werden. Um alle Größen der Drehmomentmesswellen an den Motor anpassen zu können, wird ein Adaptionenflansch verwendet.

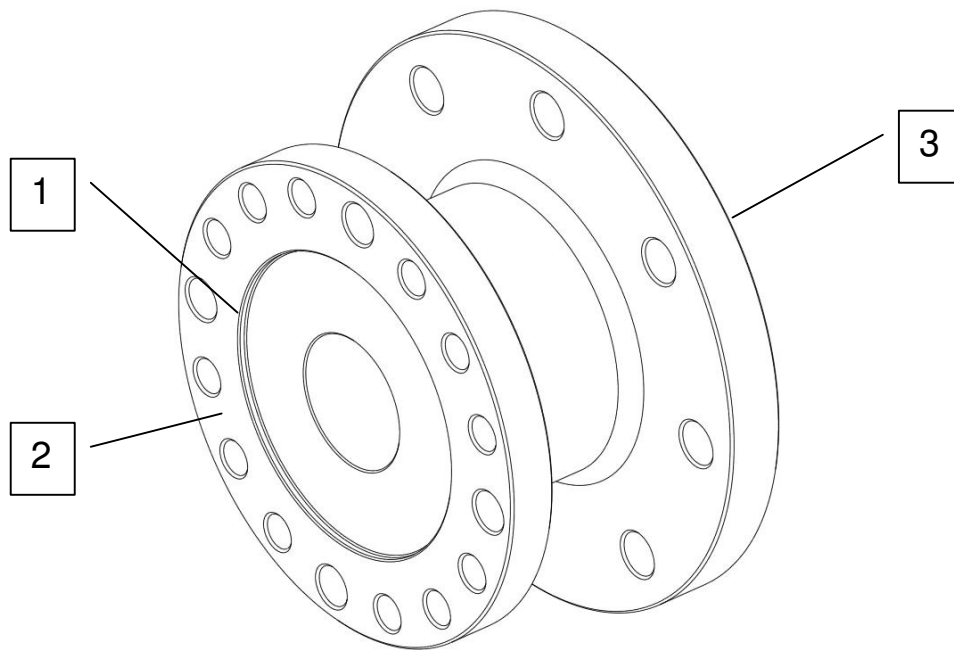


Abbildung 19: Adaptionsflansch

1. Zentrierhilfe
2. Drehmesswelleseite
3. Motorseite

Auf die Motorwelle wird eine Adaptionsscheibe mit Hilfe eines Spannelements montiert.

Das Spannelement wird aus dem Katalog der Fa. „Ringfeder“ mit Referenznummer: 7014 992 259 verwendet. [WEB 10]

Das Spannelement wurde in Abhängigkeit des Motorwelledurchmessers (d_M) und des zu Übertragendem Drehmoments (T) ausgewählt.

Durchmesser von der Motorwelle:

$$d_M = 150 \text{ mm}$$

Übertragbares Drehmoment:

$$T = 42900 \text{ Nm}$$

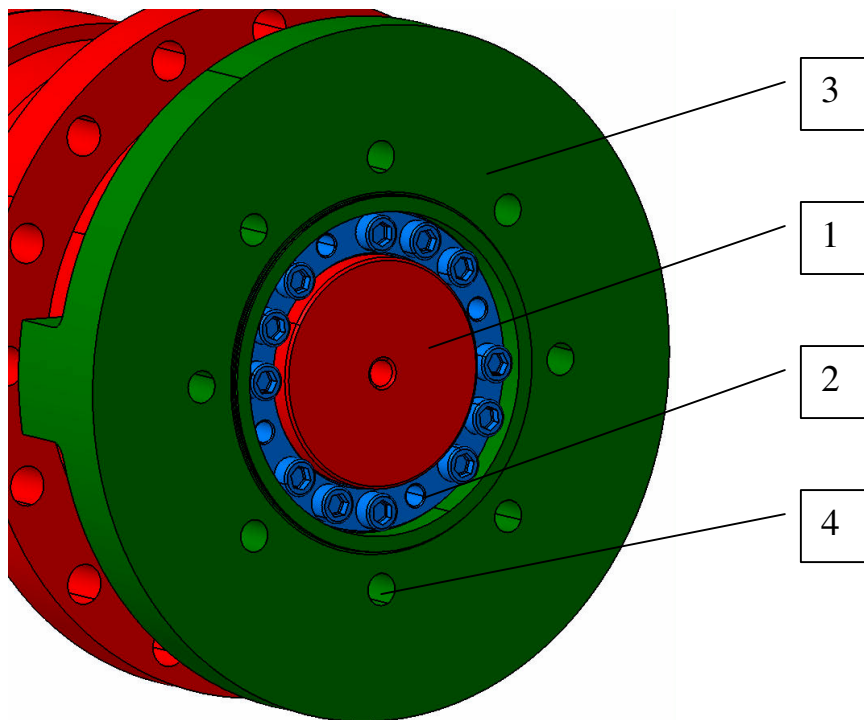


Abbildung 20: Motorwelle - Adapterscheibeverbindung

1. Motorwelle
2. Spannelement von Fa. Ringfeder
3. Adapterscheibe
4. Lochkreisbild für Adaptionflansch

Die Adapterscheibe hat seitlich ein Lochkreisbild, an dem Adaptionflansch festgeschraubt wird.

Um den Adaptionflansch mit der Adapterscheibe zu verbinden, werden 8 Sechskantschrauben DIN EN 28765 M24x90 – 0,14 verwendet.

(Siehe Anhang: Schraubenberechnung für den Adaptionflansch / Motorseite.)

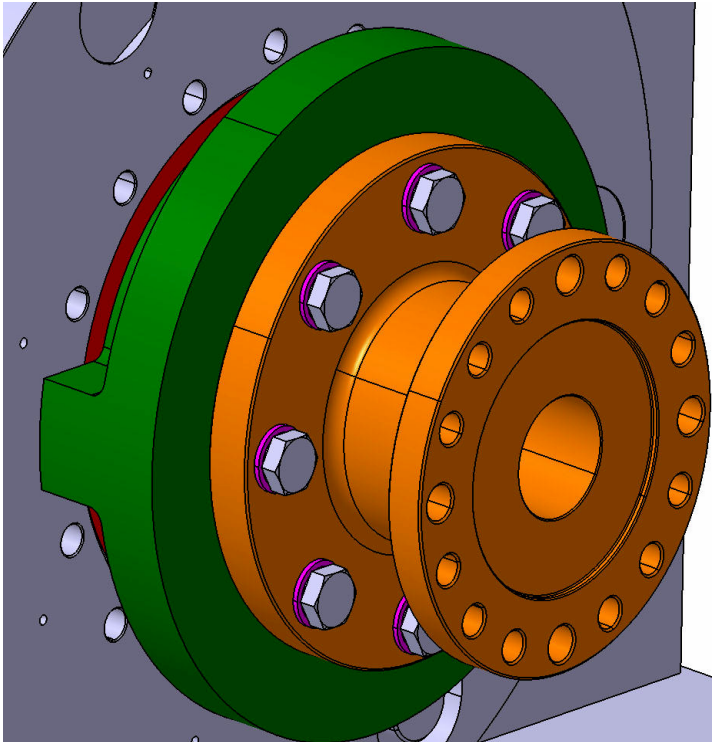


Abbildung 21: Adaptionflansch eingebaut

3.7 Sicherheitsmaßnahmen

3.7.1 Externer Motoranschlag

Der für diesen Prüfstand verwendete Motor ist ein 4-Kamera-Motor. Dieser Motor besitzt 2 Festkolben und 2 bewegliche Flügel. Zwischen den Festkolben und den beweglichen Flügeln wird ein Druck erzeugt, der die Motorwelle in Bewegung setzt. Im Fall eines Prüflingsversagens würden die beweglichen Flügel über Festkolben mit maximalem Drehmoment anschlagen. Das führt zu Flügelschädigungen und möglicher Zerstörung des Motors.

Um dies zu vermeiden, wurde eine Sicherheitsmechanik gegen den im Motor entstehenden Überschlag vorgesehen.

Der externe Motoranschlag besteht aus zwei Teilen:

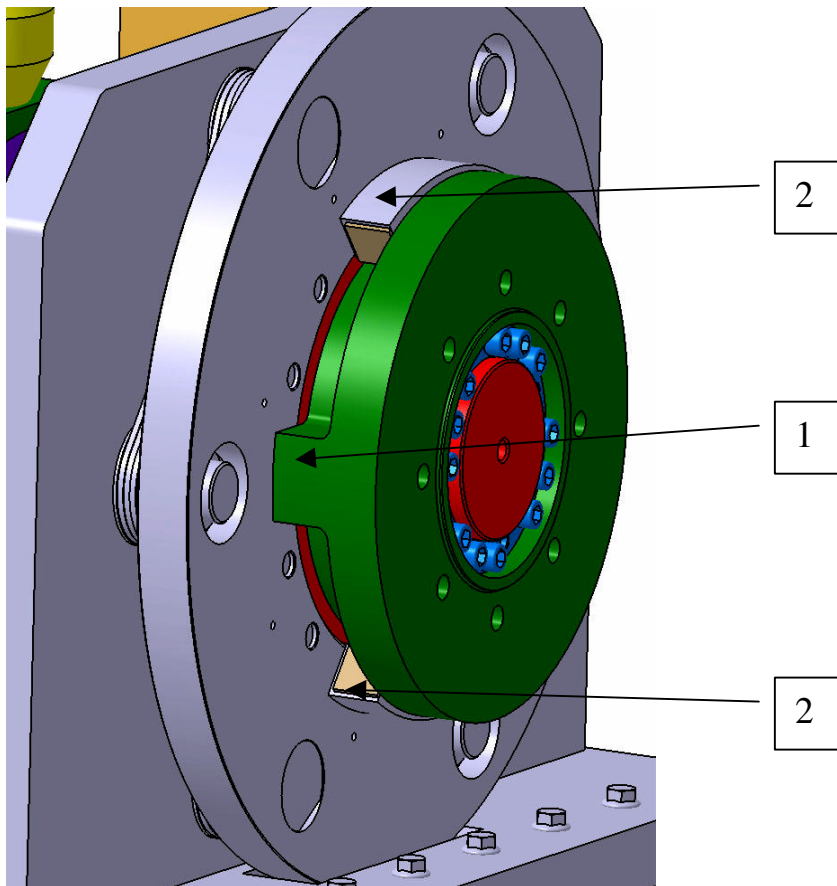


Abbildung 22: Anschlag - Gegenanschlag

1. Anschlag – bewegliches Teil dreht sich zusammen mit der Motorwelle.
Der Anschlag ist geometrisch in der Adaptionsscheibe eingearbeitet.
2. Gegenanschlag – festes Teil, das mit dem Kupplungsflansch mit Hilfe von den Schrauben befestigt ist.

Der Gegenanschlag ist in der Form von zwei gegenüberliegenden Teilkreisen dargestellt.

Die geometrische Form des Gegenanschlags ist so ausgelegt, dass der Arbeitsschwenkwinkel φ° bis zu 100° reduziert wird.

Es ist unwahrscheinlich, dass der Arbeitsschwenkwinkel während des Betriebs 100° erreichen wird.

Hierdurch wird erreicht, dass bei Versagen des Prüflings der Motor am Anschlag zum Stehen kommt und nicht an den beweglichen Motorflügeln.

Jeder Teilkreis des Gegenanschlages wurde mit drei Zylinderschrauben befestigt. Nach Berechnung ist die Zylinderschraube DIN 7984 - M24 x 170 – 12.9 ausgewählt worden

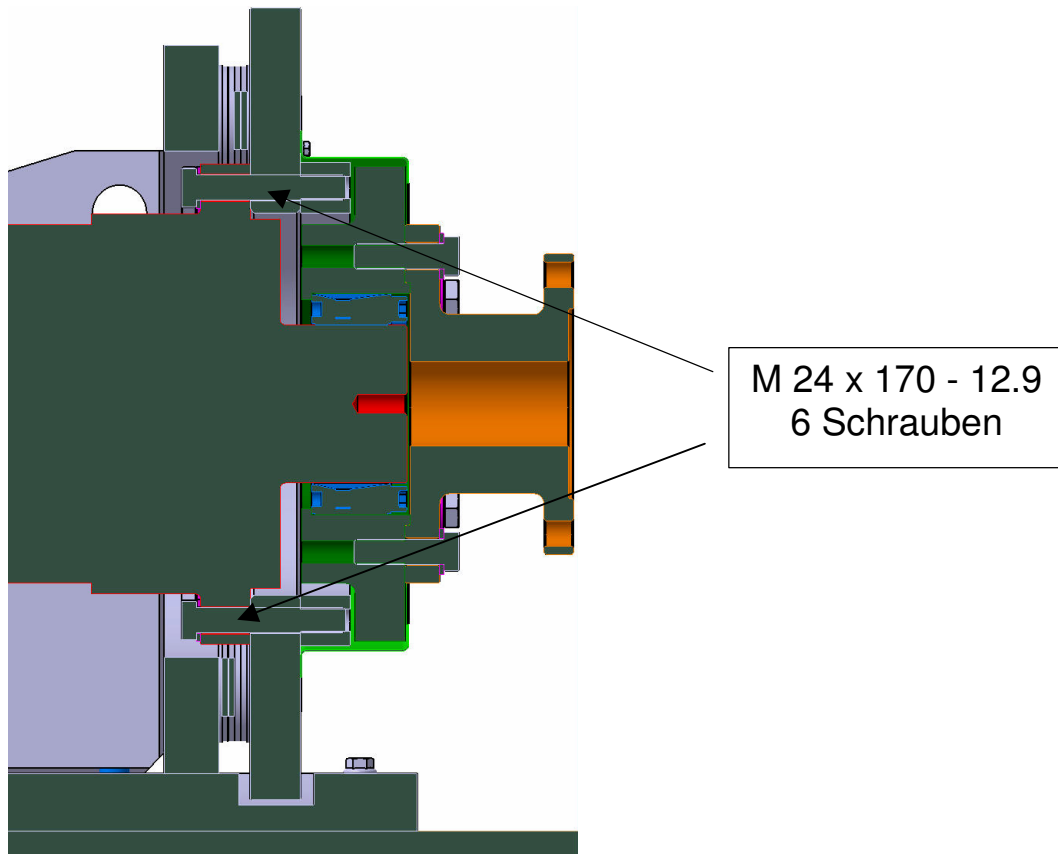


Abbildung 23: Befestigung des Gegenanschlages

(Siehe Anhang: Schraubenberechnung für den Gegenanschlag.)

3.7.2 Schutzblech

Die Mechanik des externen Motoranschlages muss über eine Abdeckung verfügen. Dazu wird ein Abdeckblech erstellt. Es wird aus zwei ausgeschnittenen Blechringen und einem rundgebogenen Blech zusammengeschweißt. Mit Hilfe von 8 Sechskantschrauben MBN 10105 M8x16 wird es an den Kupplungsflansch festgeschraubt.



Abbildung 24: Schutzblech

3.8 Dämpfung

Ein wichtiges Teil dieser Konstruktion ist eine Dämpfungseinrichtung.

Abhängig vom Prüflingsgewicht kann der Motor leicht nach vorn oder nach hinten kippen.

Um das zu verhindern, wurde ein Dämpfungssystem entwickelt. Mit dessen Hilfe bleibt der Motor in waagerechter Position und die Motorschwingungen (φ°) werden weitgehend verhindert.

Während des Betriebs überträgt die Dämpfungseinrichtung in der Schwingung entstehende Kraft auf die Seitenwände des Motorwinkels.

3.8.1 Auswahl der Dämpfer

Ein Hauptteil in einer Dämpfungseinrichtung ist der Dämpfer. Während der Auswahl wurden mehrere Varianten untersucht:

1. Federbein (Drückfeder mit innen liegendem Dämpfer)

Der Dämpfer entwickelt bei der große Amplitude und der geforderten Frequenz zu große Hitze. In kürzester Zeit treten Schäden bzw. die komplette Zerstörung des Dämpfers auf.

2. Feder / Ölbremse

Kombination aus Druckfeder und Ölbremse:

Ähnlich dem Dämpfer beim Federbein sind die auf dem Markt erhältlichen Ölbremsen nicht für die geforderte Kombination aus großer Amplituden und Frequenzauslegung geeignet. Nach wenigen Stößen kann durch reagierendes Stopfventil ein Aufschäumen des Öls auftreten. Daraufhin verliert die Bremse die dämpfende Wirkung und die Kolbenstange wird bis zum Bruch belastet.

3. Gasdruckfeder

Bzw. als Kombination mit Druckfeder:

Gasdruckfedern können hohe Frequenzen (auch geforderte 5Hz) aufnehmen. Allerdings gibt es keine Hochfrequenz-Gasdruckfeder, die einen Hub von 60 mm ausüben kann. Bei einem solchem Hub würde vermutlich wieder die Problematik der Hitzeentwicklung auftreten.

4. Drahtseil-Feder

Sie wären im Grunde ideal geeignet, da sie sowohl axiale als auch radiale Kräfte aufnehmen und gute Dämpf-Eigenschaften besitzen. Auch für die geforderte Frequenz sind sie geeignet. Allerdings nur bis zu einer Amplitude von +/- 5mm. Bei größerem Hub gibt es zwischen den einzelnen Drähten zu viel Reibung und es kommt nach kurzer Zeit zu Drahtbrüchen.

5. Schockdämpfer

Ausführung als Mehrdrahtfeder oder Elastomere:

Bei der Mehrdrahtfeder treten die gleichen Probleme wie bei der Drahtseilfeder auf. Die Ausführungen aus Elastomeren können ebenfalls nicht die geforderten Hübe mitmachen. Sie würden ebenfalls durch Hitze und Reibung zerstört werden.

6. Tonnenlager beschreiben und die Vorteile aufzeigen!

In dieser Konstruktion ist die Entscheidung auf ein **Tonnenlager** der Firma „Simrit“ gefallen.

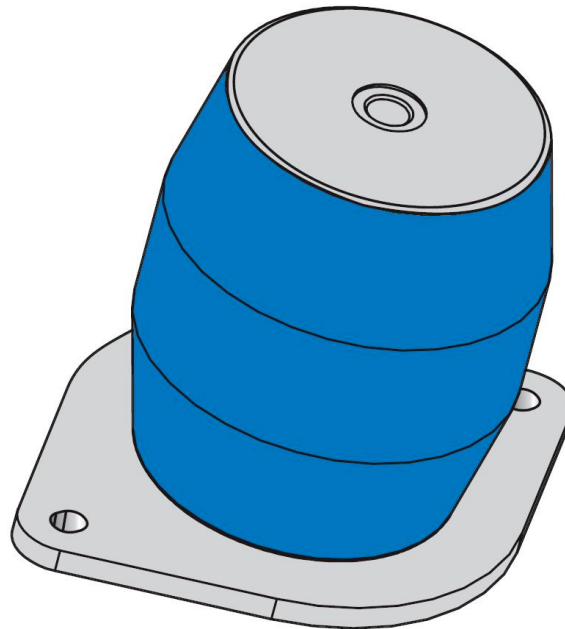


Abbildung 25: Typische Bauform eines Tonnenlagers [WEB 08]

Tonnenlager zeichnen sich durch ihre vertikale Belastbarkeit 9-200kN und Isolation von kleinamplitudigen Schwingungen aus.

Temperaturbereichanwendung von -45° bis $+60^{\circ}$ ($+80^{\circ}$) [WEB 11]

Die Einbaubedingung für ein Tonnenlager ist, dass es in vorgespanntem Zustand in Betrieb genommen werden muss.

3.8.2 Konstruktion der Dämpfungseinrichtung

Die Dämpfungseinrichtung wird hinten an den Motor montiert.

Erste Überlegung war, zwei Halbmuffen zu konstruieren und diese um den Motor herum zu schließen und miteinander zu verschrauben.

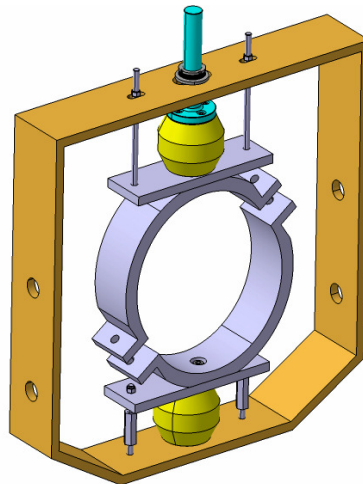


Abbildung 26: Dämpfungseinrichtung - erste Variante

Diese Variante wurde abgelehnt, weil die Hydraulikventile im Weg standen.

Deshalb wurde die Dämpfungseinrichtung mit Hilfe eines Rings und zweier Halbringe, die den Motor umfassen, ausgeführt.

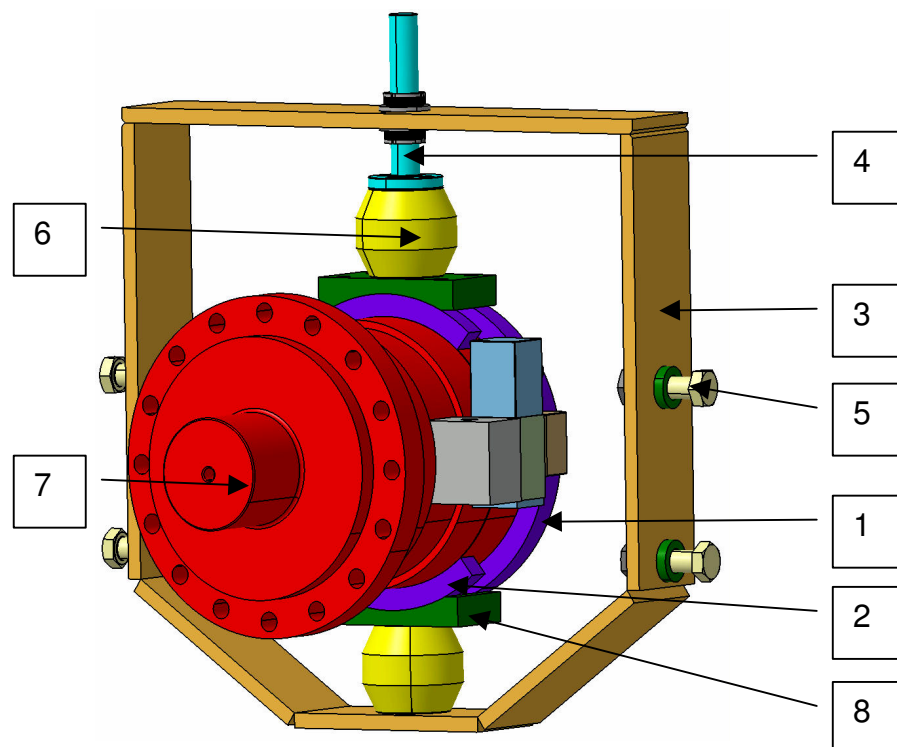


Abbildung 27: Dämpfungseinrichtung - verwendete Variante

1. Ganze Schelle
2. Halbschelle
3. Rahmen
4. Einstellschraube

5. Befestigungsschrauben um die Rahmen mit Motorhaltewinkel zu befestigen.
6. Tonnenlager (Dämpfer)
7. Motor
8. Dämpferstütze

Während des Betriebs wird sich der Motor nach unten und oben bewegen. Um die Bewegung einzudämmen, werden zwei Dämpfer übereinander angeordnet. Es wird jeweils ein Dämpfer über und unter dem Motor positioniert. Die gesamte Konstruktion wird von einem Rahmen umfasst. Die Vorspannung des Tonnenlagers wird durch die Einstellschraube vorgenommen und der Motor durch die Verschiebung in den Langlöchern der Seitenwände des vorgenommenen Motorwinkels in waagerechte Position gebracht.

Der Rahmen wird an die Seitenwände des Motorwinkels mit 4 Schrauben befestigt.

3.8.3 Reihenfolge von der Montage der Dämpfung

1. Am Rahmen wird das Tonnenlager eingebaut.
2. An dem Tonnenlager wird die Dämpferstütze montiert.
3. An die Dämpferstütze wird die Halbschale verschraubt.
4. Am Rahmen oben wird die Einstellschraube angesetzt. Sie wird aber nicht festgezogen.
5. Als nächstes wird die Einstellschraube Tonnenlager verschraubt.
6. An dem Tonnenlager wird die Dämpferstütze montiert.
7. An die Dämpferstütze die zweite Halbschale montiert.
8. Danach wird die Einstellschraube mit dem oberen Tonnenlager maximal nach oben gedreht.

9. Der ganze Rahmen wird mit dem Kran grob in die Position gebracht.
10. Verschraubung der gesamten Schale am Motor.
11. Danach die Rahmen genau in die Position bringen und die ganze Schale mit den Dämpferstützen oben und unten verschrauben.
12. Die Einstellschraube zudrehen und damit die Tonnenlager in Vorspannung bringen. Die Tonnenlager müssen ca. 117 mm zusammengedrückt werden.
13. Als letztes wird der Motor in waagerechte Position gebracht und die Rahmen mit den Seitenwänden des Motorhaltewinkels mit vier dafür geplanten Schrauben verbunden.
14. Jetzt können die Befestigungsseile gelöst werden.

3.9 Zusammenbau des Torsionswechsellastprüfstandes

1. Als erstes wird der Motorwinkel auf dem Spannfeld aufgestellt und mit dem Gegenwinkel ausgerichtet und befestigt.
2. Kupplungsflansch und Lamellen werden mit dem Motorwinkel verschraubt.
3. Motor wird mit der Kupplung verbunden. Bei der Motorpositionierung muss darauf geachtet werden, dass die inneren Motorflügel in der Mittelposition zwischen den beiden Festkolben positioniert sind. Das muss vom Hersteller vorgegeben werden. Der Motor muss so positioniert werden, dass sich die beiden Flügel in waagerechter Position befinden.
4. Beide Gegenanschlätze des externen Motoranschlages einbauen.
5. Auf der Motorwelle mit Hilfe des Spannelements den Übergangsflansch montieren. Die beiden Anschlagnasen müssen in waagerechter Position sein.
6. Über den externen Motoranschlag wird ein Schutzblech mit acht Schrauben zur Kupplungsflansch verschraubt.
7. An den externen Motoranschlag wird ein Adoptionsflansch verschraubt.

8. Die Dämpfungseinrichtung wird mit Motor und Motorwinkel verbunden.
(Siehe Punkt 3.8.3).

Der Prüfstand ist jetzt betriebsbereit.

In Abhängigkeit vom Prüfling und eingefügter Kräfte wird ein entsprechender Drehmessflansch eingeschraubt und dann der Prüfling selbst.

Von der anderen Seite wird der Prüfling mit Gegenwinkel verbunden.

Im Betriebszustand sieht der Drehpulsprüfstand wie folgt aus:

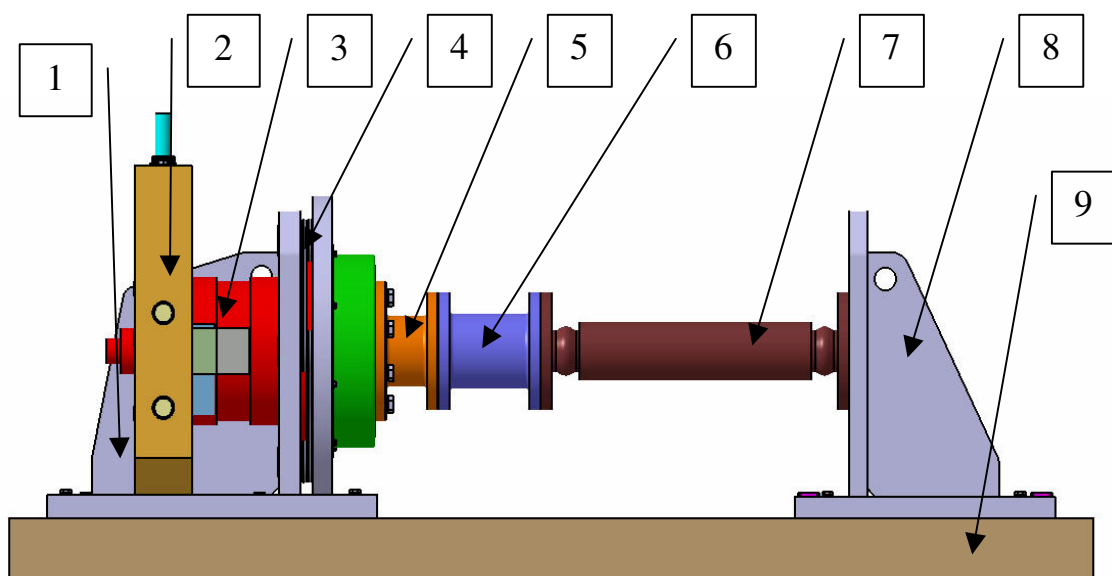


Abbildung 28: Drehpulsprüfstand im Einsatz

Die Hauptkomponenten vom Torsionswechsellastprüfstand – Prüfstand

1. Motorwinkel
2. Dämpfungseinrichtung
3. Motor
4. Kupplung
5. Adaptionenflansch
6. Drehmesswelle
7. Prüfling (Gelenkwelle)
8. Gegenwinkel
9. Spannfeld

4. Kalibriervorrichtung

Während der Erprobung muss gewährleistet werden, dass das tatsächlich benötigte Drehmoment auf den Prüfling übertragen wird. Hierfür ist die Drehmesswelle vorgesehen.

Damit von der Drehmesswelle der richtige Wert abgegeben wird, muss sie zuerst kalibriert werden. Dafür wird die Kalibriervorrichtung verwendet.

Mit dieser Kalibriervorrichtung kann die Drehmesswelle bis zu 150 000 Nm geeicht werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass an dieser Kalibriervorrichtung auch der Kraftaufnehmer bis 200 kN kalibriert werden muss.

4.1 Drehmomentmesswelle

In dieser Diplomarbeit ist eine Kalibriervorrichtung zu konstruieren, um eine Drehmomentmessnabe bis zu 150.000 Nm kalibrieren zu können.

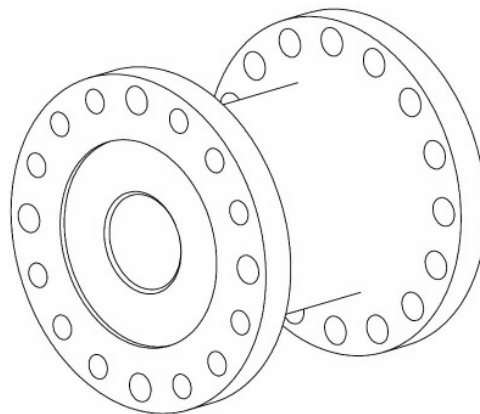


Abbildung 29: Drehmomentmesswelle

Die Kalibrierung der Drehmomentmesswelle stellt den gewünschten Zusammenhang zwischen der tatsächlichen eingeleiteten Last und der angezeigten sowie gelieferten Signalstärke her.

Die Drehmomentmesswelle erzeugt ein Signal mit Hilfe von Dehnmessstreifen, die auf die Welle aufgeklebt sind.

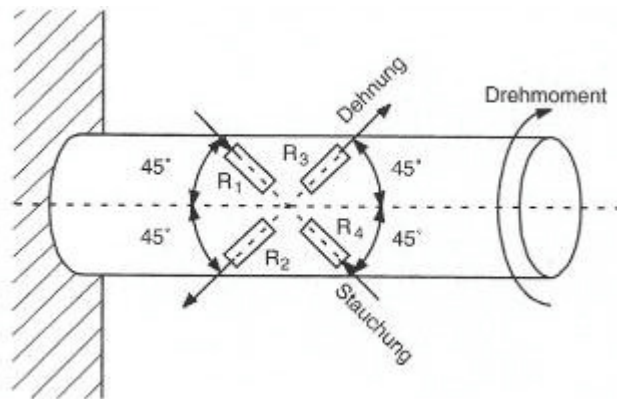


Abbildung 30: Positionierung der Dehnmessstreifen [WEB 05]

Wenn der Rundstab im Versuch auf Torsion belastet wird, werden die DMS im Winkel von 45° zur Drehachse aufgeklebt. Damit werden 2 DMS auf Dehnung und 2 auf Stauchung beansprucht. Es werden 4 DMS aufgeklebt, um eine Vollbrücke zu bilden.

4.2 Gegenwinkel

Für die Kalibrierung des Signals aus den Dehnmessstreifen wird die Drehmomentmesswelle an den Gegenwinkeln befestigt. An der anderen Seite der Drehmomentmesswelle kann das Drehmoment eingeleitet werden. Die Befestigungslochkreise von Gegenwinkel und Drehmomentmesswelle sind identisch.

Für die Befestigung der Drehmomentmesswelle und zur Übertragung des Moments bis zu 150 kNm werden 12 x M20 Schrauben und 4 x M24 Passschrauben verwendet.

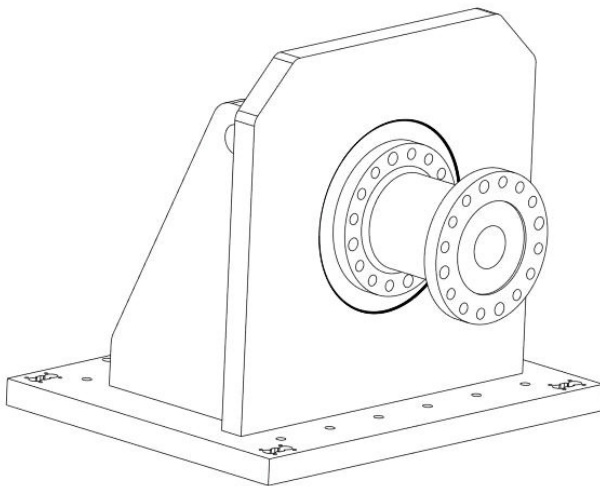


Abbildung 31: Einbau der Drehmomentmesswelle

Um den Gegenwinkel leicht ausrichten zu können, ist er mit vier Rolleinheiten ausgestattet.

4.3 Hebelarm

Für die Krafteinleitung wird ein Hebelarm verwendet.

Die Drehmomentmesswelle ist in der Mitte des Hebelarms positioniert. Damit wird zum einen das Auftreten von unerwünschten Quer- und Biegekräften verhindert und zum anderen es kann ein kleinerer Hydraulikzylinder und Kraftaufnehmer verwendet werden.

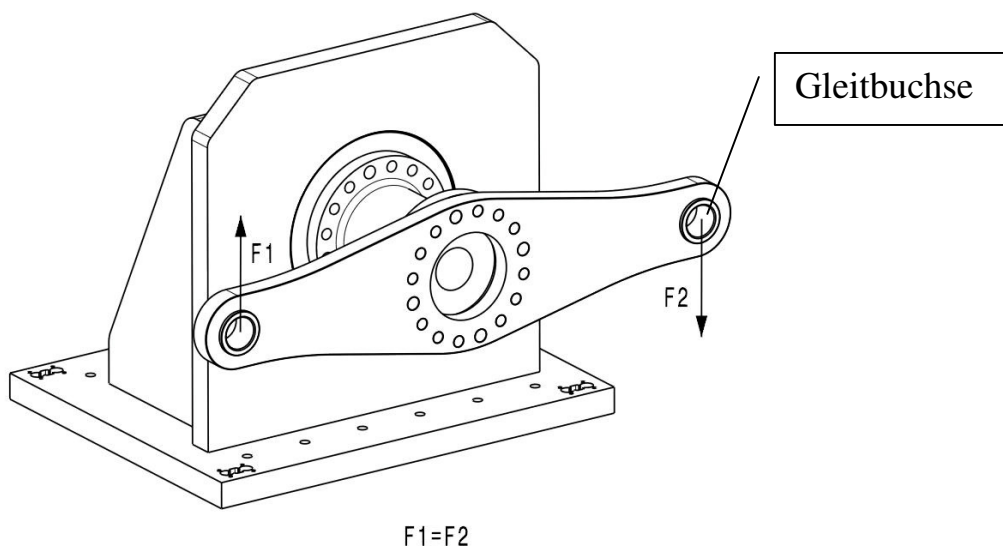


Abbildung 32: Einbau des Hebelarmes

Um die Reibung an den Angreifenstellen möglichst gering zu halten, werden zwei Gleitbuchsen eingesetzt.

4.4 Hydraulikzylinder

Für eine exakte Belastung muss an dieser Kalibriervorrichtung auch die Kraftaufnehmer-Kalibrierung ermöglicht werden. Der Kraftaufnehmer muss bis zu 200 kN kalibriert werden. Der Hydraulikzylinder soll diese benötigte Kraft erzeugen können.

Der Kraftaufnehmer wird auf Zug und Druck beansprucht, und muss entsprechend kalibriert werden.

Aus dem Katalog der Fa. „Hänchen“ wird ein Hydraulikzylinder (125/80/...) Reihe 300 mit $F_d = 368,2 \text{ kN}$ und $F_z = 217,4 \text{ kN}$ ausgewählt.

Der Hydraulikzylinder wird mit 300 bar angetrieben, das entspricht dem Betriebsdruck des vorhandenen Hydrauliksystems.

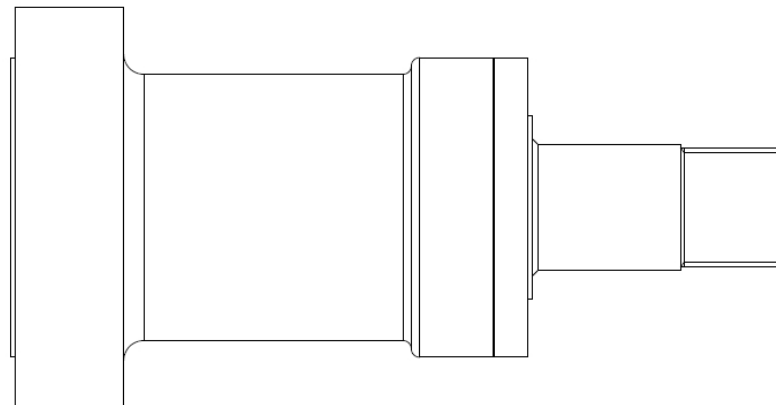


Abbildung 33: Hydraulikzylinder (Schematische Darstellung)

Die Berechnung ergibt, dass sich bei der Einleitung von 150 kNm Drehmomenten die Drehmomentmesswelle um $0,221^\circ$ verdreht.

(Siehe Anhang: Berechnung des Verdrehwinkels der Drehmesswelle)

Bei der Hebellänge 0,5 m fährt der Hydraulikzylinder um ca. 2 mm aus.

(Siehe Anhang: Hubberechnung vom Hydraulikzylinder)

Aus diesem ermittelten Wert wird ein Hydraulikzylinder mit dem Hub von 100 mm ausgewählt.

Hydraulikzylinder (125/80/100)

4.5 Kraftaufnehmer

Zur Kontrolle der eingeleiteten Kraft wird ein Kraftaufnehmer eingebaut. Durch die Fa. „GTM“ wurde ein Kraftaufnehmer vorgeschlagen, der einen Arbeitsbereich von 200 kN bedeckt.

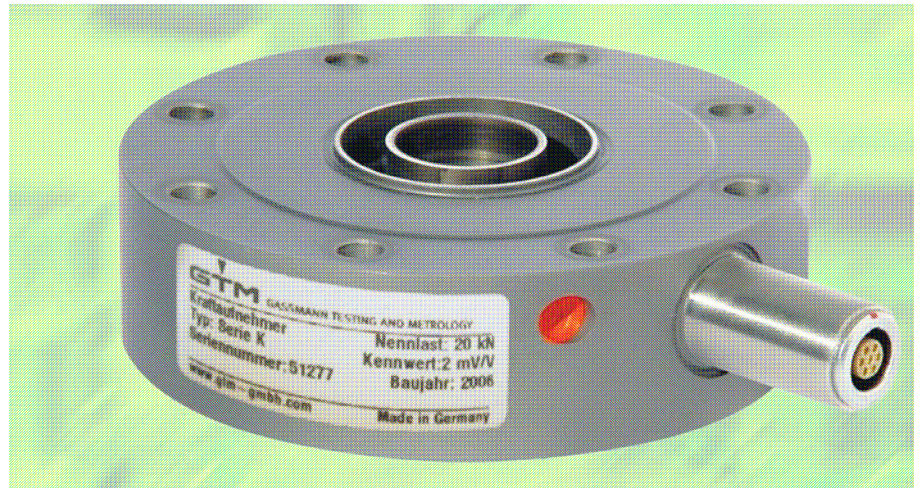


Abbildung 34: Typische Bauform eines Kraftaufnehmers [WEB 07]

Um diesen Kraftaufnehmer mit 200 kN kalibrieren zu können, muss ein Referenz-Kraftaufnehmer aus einer höheren Genauigkeitsklasse verwendet werden.

Die Genauigkeitsklasse der ganzen Vorrichtung ist von dem ungenauesten Glied in der Kalibriervorrichtung abhängig.

Die Genauigkeitsklasse des Hydraulikzylinders ist laut Hersteller nur 0,2. Daraus resultiert eine maximale Genauigkeitsklasse der Kalibriervorrichtung von 0,2. Der benötigte Referenz-Kraftaufnehmer muss also eine Genauigkeit aufweisen, die unter 0,2 liegt.

Um einen Kraftaufnehmer zu kalibrieren, wird ein Referenz-Kraftaufnehmer verwendet, der um den Faktor von mindestens Zehn genauer ist.

Die im Prüffeld verwendeten Kraftaufnehmer liegen in der Genauigkeitsklasse 0,02, d.h. dass die Kraftaufnehmer, die für Kalibriervorrichtungen verwendet werden, untereinander abgeglichen werden können.

4.6 Schwenklagerbock, Kreuzgelenk

Durch die Krafteinleitung am Hydraulikzylinder wird sich der Hebel in Prüflingsrichtung um einen bestimmten Winkel α° bewegen. Um Biegekräfte im Hydraulikzylinder zu vermeiden, werden zwei Lager verwendet. Ein Schwenklagerbock wird zwischen Kraftaufnehmer und Hebel und ein Kreuzgelenk zwischen Hydraulikzylinder und dem Doppelträger eingebaut. Das verschafft dem Hydraulikzylinder die notwendigen Freiheitsgrade.

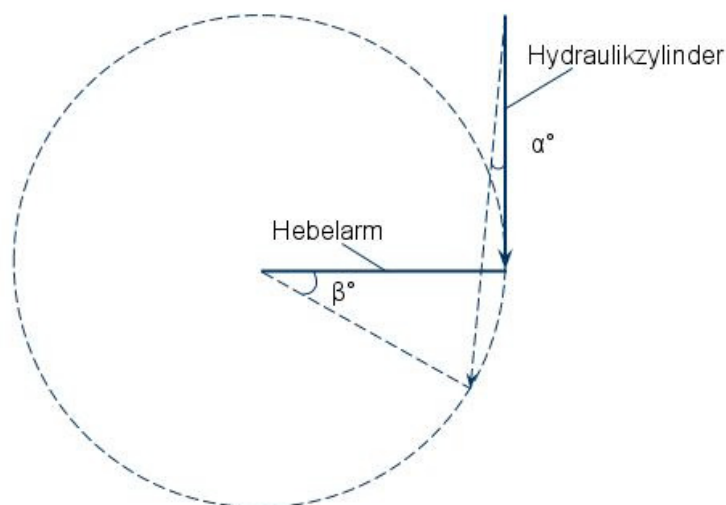


Abbildung 35: Positionsänderung von der Hydraulikeinheit

Die Berechnung ergab, dass der Winkel α° sehr klein ist und die Lager nicht zwingend erforderlich sind.

Bei $\beta^\circ = 0,221^\circ \rightarrow \alpha^\circ = 0,000211^\circ$

(Siehe Anhang: Berechnung des Winkels α°)

Es ist aber damit zu rechnen, dass die Vorrichtung nicht nur als Kalibriervorrichtung, sondern auch als Prüfstand verwendet werden kann. In diesem Fall kann der Hydraulikzylinder einen größeren Hub erzeugen und damit auch einen größeren Winkel α° .

4.7 Hydraulikeinheit

Um alle Einzelelemente miteinander zu verbinden, wurden Adaptionsteile entwickelt.

Der Verband dieser Einzelteile wird als Hydraulikeinheit bezeichnet.

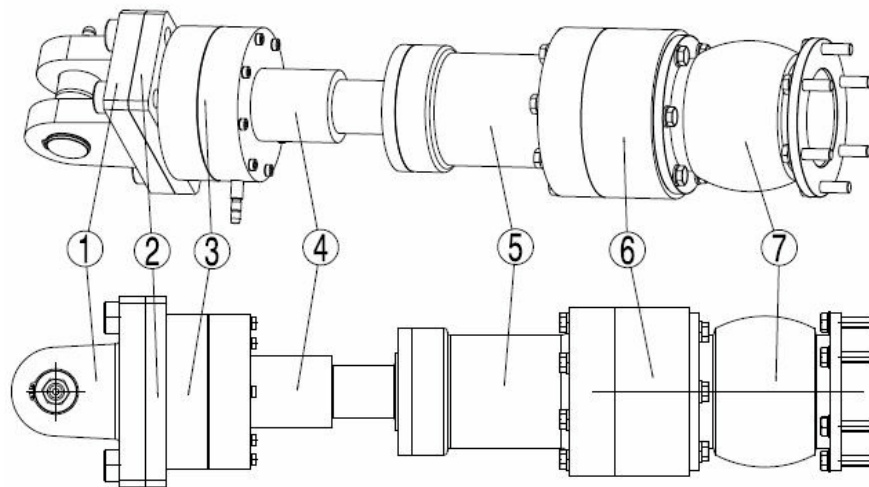


Abbildung 36: Hydraulikeinheit Zusammenbau

1. Schwenklagerbock
2. Schwenklagerbock- Kraftaufnehmeradapter
3. Kraftaufnehmer
4. Kraftaufnehmer- Hydraulikzylinderadapter
5. Hydraulikzylinder
6. Hydraulikzylinder - Kreuzgelenkadapter
7. Kreuzgelenk (schematisch dargestellt)

4.8 Doppelträgerbrücke

Zur Aufnahme der Hydraulikeinheiten ist die Doppelträgerbrücke vorgesehen. Diese besteht aus zwei senkrecht stehenden und einem horizontalem Doppel - T-Träger.

Die beiden Hydraulikeinheiten werden oben auf dem horizontalen befestigt und üben gleichzeitig die gleiche Kraftgröße in gegengesetzte Richtungen aus. Dabei arbeitet eine Einheit auf Druck, die andere auf Zug.

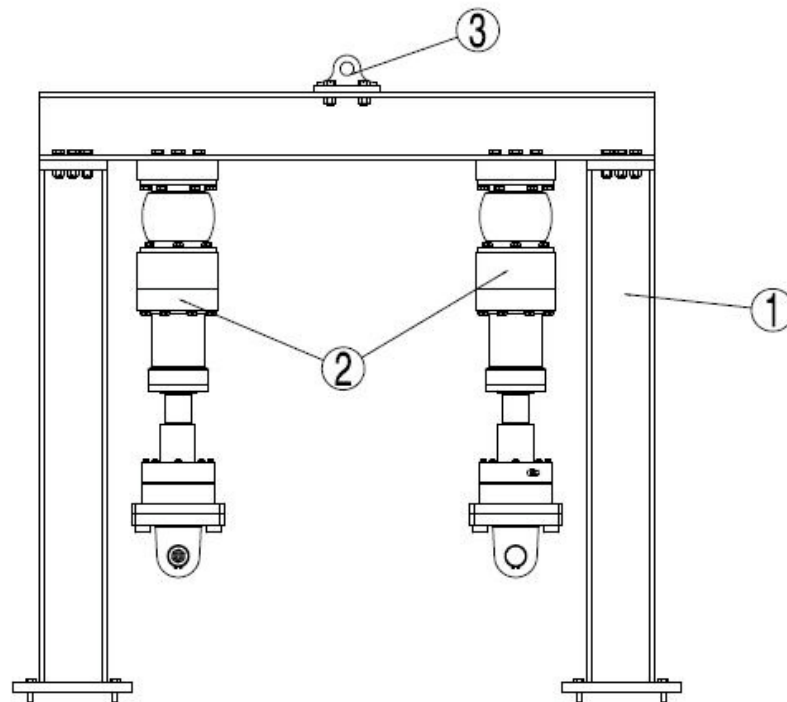


Abbildung 37: Zusammenbau der Doppelträger und Hydraulikeinheit

1. Doppelträgerbrücke
2. Hydraulikeinheiten
3. Aufhänge-Öse

Auf der Oberseite der Doppelträgerbrücke ist eine Öse vorgesehen, um die Brücke mit einem Lastkran bewegen zu können.

4.9 Zusammenbau der Kalibriervorrichtung

1. Als erstes wird die Doppelträgerbrücke zusammengeschaubt
2. Mit dem Kran aufstellen, auf dem Spannungsfeld ausrichten und befestigen
3. Beide Hydraulikeinheiten werden zusammengeschaubt
4. Hydraulikeinheiten werden mit dem Kran hochgezogen und mit der Doppelträgerbrücke zusammen verschraubt.
5. Als letztes wird der Hebelarm montiert.

Nachfolgend ist die Kalibriervorrichtung Zusammengebaut dargestellt.

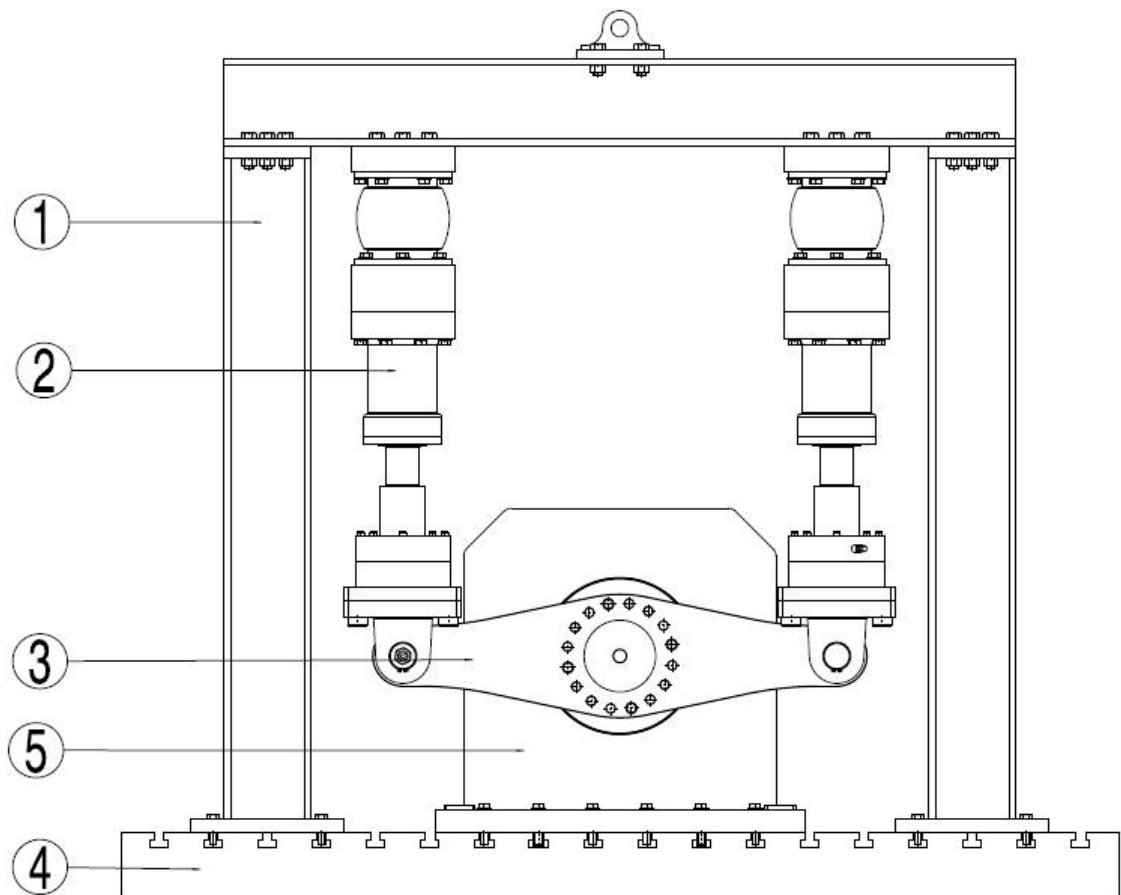


Abbildung 38: Kalibriervorrichtung - Zusammenbau

- 1. Doppelträgerbrücke
- 2. Hydraulikeinheit
- 3. Hebelarm
- 4. Spannfeld
- 5. Gegenwinkel

5. Zusammenfassung

Die Aufgabe der Projektarbeit, einen Torsionswechselprüfstand und eine Kalibriervorrichtung zu entwickeln wurde erfüllt.

Der Torsionswechselprüfstand wurde gemäß den gestellten Aufgaben entwickelt und kann ein maximales Drehmoment von 40 kNm erzeugen. Die Drehachse befindet sich in der Höhe 405 mm über dem Spannfeld und ermöglicht damit nicht nur selbstständiges Arbeiten sondern auch die Arbeit in der Verbindung mit einem anderen Antrieb, der Gegenmoment erzeugen kann. Der Prüfling, der auf dem Prüfstand geprüft wird, wird möglichst nah zu reellen Bedingungen belastet. Das bedeutet, dass die Messergebnisse genauer werden.

Der Hydraulische Antriebsmotor befindet sich jetzt in waagerechter Position. Die auftretende Abweichung im Betriebszustand wird von der Dämpfeinrichtung korrigiert.

Die Kalibriervorrichtung erfüllt ihre Aufgabe. Die Kalibrierte Drehmesswelle wird ausschließlich auf Torsion belastet, ohne das Auftreten von zusätzlichen Kräften, die die Kalibrierergebnisse verfälschen könnten. Die Konstruierte Kalibriervorrichtung kann die Drehmesswelle bis zu 150 kNm belasten. Theoretisch ist eine Drehmomenterzeugung von ca. 200kNm möglich. Die Kalibriervorrichtung eignet sich auch für die Kalibrierung von Kraftaufnehmer bis 200 kN.

Es wäre zur Überlegen, die Kalibriervorrichtung auch als Prüfstand zu verwenden.

Mit dieser Arbeit konnten verschiedenen Fragen nicht abschließend beantwortet werden, die bei einer weiteren Optimierung der Konstruktion Berücksichtigung finden müssten.

So kann z.B. bei der Bestellung eines neuen Antriebsmotors ein integrierter Endanschlag verwendet werden. Bei Einbau eines vorhandenen Motors ist eine Vereinfachung von dem Zusammenbau der Sicherheitsvorrichtung zu überlegen. Alternative Befestigungsmöglichkeiten und eine Formänderung des Gegenanschlags könnten untersucht werden, um den ganzen Drehwinkel verwenden zu können.

Überlegungswert ist auch die einfache Konstruktion einer Dämpfereinrichtung. Es kann z.B. ein Lüftdämpfer mit automatischer Regulierung des inneren Drucks verwendet werden. Somit könnte die waagerechte Position des Antriebsmotors automatisch reguliert werden.

Der Rahmen der Dämpfereinrichtung könnte aus Hohlprofilen gefertigt werden. Bei der Kalibriervorrichtung ist zu überlegen, die Adaptionenflansche im Zusammenbau der Hydraulikeinheit zu verbessern.

Es ist zum prüfen, ob die Schweißnähte der Doppelträgerbrücke bei maximal möglicher Krafterzeugung ausreichend dimensioniert sind.

Anhang A: Berechnungen

1. Schraubenberechnung für den Motorflansch
2. Berechnung des Bohrungsdurchmessers für den Motor in der Motorwinkelvorderwand
3. Berechnung der Schrauben für den Adaptionflansch (Motorseite)
4. Schraubenberechnung für den Gegenanschlag
5. Berechnung des Kräftepaars
6. Berechnung des Verdrehwinkels der Drehmesswelle
7. Hubberechnung vom Hydraulikzylinder
8. Berechnung des Winkels α°

1. Schraubenberechnung für den Motorflansch

Der Motorflansch hat 16 Bohrungen, dessen Lochkreisdurchmesser 205 mm betragen.

Die Querschnittskraft für jede Schraube ergibt sich aus dem wirkenden Drehmoment, geteilt durch den Lochkreisradius und die Anzahl der Schrauben.

$$F_{sch} = \frac{T}{\left(\frac{d_k}{2}\right) \cdot 16} = \frac{40000 Nm}{\left(\frac{205 mm}{2}\right) \cdot 16} = 24390,2 N$$

Die quer zur Schraube wirkende Kraft kann durch Multiplikation von Vorspannungskraft und Reibungskoeffizient berechnet werden.

$$F_R = F_V \cdot \mu$$

Diese zwei Werte sind vom Schraubentyp abhängig und im Tabellenbuch zu finden.

M24 x 100 – 8.8 hat $\rightarrow F_V = 162 \text{ kN}$, $\mu = 0,16$ [01]

$$F_R = F_V \cdot \mu = 162000 \cdot 0,16 = 25920 N = 25,9 kN$$

Die maximal zulässige Querkraft für diese Schraube beträgt 25,9 kN. Die Dimensionierung ist mehr als ausreichend.

2. Berechnung des Bohrungsdurchmessers für den Motor in der Motorwinkelvorderwand

Motorgehäusedurchmesser:

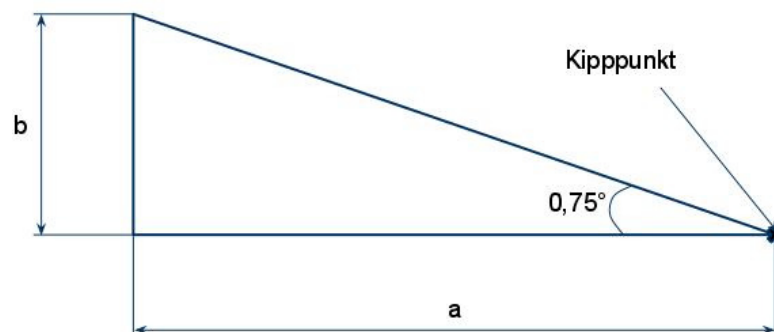
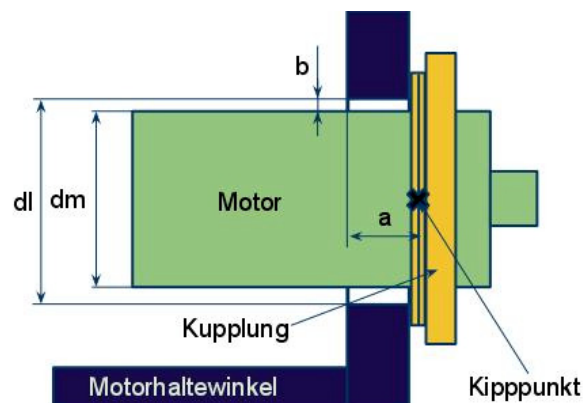
$$d_M = 455 \text{ mm}$$

Abstand vom Kippunkt bis zur Motorwinkel – Vorderwand:

$$a = 70,8 \text{ mm}$$

Schwingungswinkel:

$$\varphi^\circ = 0,75^\circ$$



$$\tan 0,75^\circ = \frac{a}{b}$$

$$b = \tan 0,75^\circ \cdot a = \tan 0,75^\circ \cdot 70,8 \text{ mm} = 0,93 \text{ mm}$$

$$b \approx 1 \text{ mm}$$

Bei der Lochdurchmesserausrechnung (d_L) werden konstruktiv 33 mm zugerechnet falls ein größerer Schwingungswinkel auftritt.

$$d_L = d_M + b \cdot 2 + 33 \text{ mm} = 445 \text{ mm} + 1 \text{ mm} \cdot 2 + 33 \text{ mm} = 480 \text{ mm}$$

Lochdurchmesser $d_L = 480 \text{ mm}$

3. Schraubenberechnung für den Adaptionflansch (Motorseite)

Lochkreißdurchmesser bei Adaptionflansch:

$d_L = 280 \text{ mm}$

Übertragbarer Torsionsmoment:

$T = 40.000 \text{ Nm}$

→ Gesamtwirkende Kraft:

$$F_{ges} = \frac{40000 \text{ Nm}}{0,28 \text{ m}} = 285714,29 \text{ N}$$

Schraube M24 mit Festigkeitsklasse 12.9 und Reibungskoeffizient $\mu_{ges} = 0,14$ hat Vorspannungskraft $F_v = 280.000 \text{ N}$ (Tabellenwerte). [01]

So kann man Reibungskraft F_R berechnen:

$$F_R = F_v \cdot \mu = 280000 \cdot 0,14 = 39200 \text{ N}$$

Jetzt kann ermittelt werden, wie viel Schrauben zur Kraftübertragung notwendig sind.

$$n = \frac{F_{ges}}{F_R} = \frac{285714,286 \text{ N}}{39200 \text{ N}} = 7,289 \approx 8$$

Drehmoment	T	40000	Nm	
Lochkreißdurchmesser	dL	280	mm	
Auftretende Kraft	Fges	285714,286	N	
M 24 - 12.9				
Vorspannungskraft	Fv	280000	N	Tabellenwert
Reibungskoeff.	μ	0,14		
Reibungskraft	Fr	39200	N	
Schraubenanzahl	n	7,28862974		

Auswahl: 6 Zylinderschrauben DIN 7984 - M24 x 170 – 12.9

4. Schraubenberechnung für den Gegenanschlag

Drehmoment $M = 40000 \text{ Nm}$

Kraftangriffsdurchmesser $d = 205 \text{ mm}$

Daraus auftretende Kraft F_{ges}

$$F_{ges} = \frac{M \cdot 2}{d} = \frac{40000 \cdot 2}{0,41} = 195121,951 \text{ N}$$

Schraube M24 mit Festigkeitsklasse 12.9 und Reibungskoeffizient $\mu_{ges} = 0,16$
hat Vorspannungskraft $F_v = 269.000 \text{ N}$ [01]

So kann man Reibungskraft F_R berechnen:

$$F_R = F_v \cdot \mu = 269000 \cdot 0,16 = 43040 \text{ N}$$

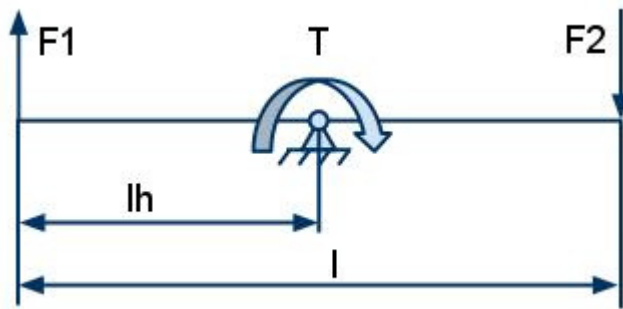
Jetzt kann ermittelt werden, wie viel Schrauben zur Kraftübertragung notwendig sind.

$$n = \frac{F_{ges}}{F_R} = \frac{195121,951 \text{ N}}{43040 \text{ N}} = 4,533 \approx 5$$

Drehmoment	M	40000	Nm	
Radius	r	205	mm	
Auftretende Kraft	F _{ges}	195121,951	N	
M 24 - 10.9				
Vorspannungskraft	F _v	269000	N	Tabellenwert
Reibungskoeff.	μ	0,16		
Reibungskraft	F _r	43040	N	
Schraubenanzahl	n	4,53350258		

Auswahl: 6 Zylinderschrauben DIN 7984 - M24 x 170 – 12.9

5. Berechnung des Kräftepaars



$$T = 150000 Nm$$

$$l = 1000 mm = 1 m$$

$$F1 = F2 = F$$

$$l_h = \frac{l}{2} = \frac{1000}{2} = 500 mm$$

$$T = F \cdot l_h \cdot 2$$

$$F = \frac{T}{l_h \cdot 2} = \frac{150000 Nm}{0,5 m \cdot 2} = 150000 N = 150 kN$$

→ Der Hydraulikzylinder kann 200kN auf Zug ausüben.

$$T_{th} = F \cdot l_h \cdot 2 = 200 kN \cdot 0,5 m \cdot 2 = 200000 Nm = 200 kNm$$

Drehmoment, der bei dieser Hebellänge und diesen Hydraulikzylindern ausgeübt werden kann, beträgt 200kNm.

6. Berechnung des Verdrehwinkels vom Drehmesswelle

$$\varphi^{\circ} \approx \frac{180}{\pi} \cdot \frac{(32/\pi) \cdot T}{G} \cdot \sum \left(\frac{l}{d^4} \right) \quad [02] (11.20)$$

$G=81000 \text{ N/mm}^2$

$d_1=285 \text{ mm}$

$d_2=180 \text{ mm}$

$d_3=285 \text{ mm}$

$l_1=30 \text{ mm}$

$l_2=205 \text{ mm}$

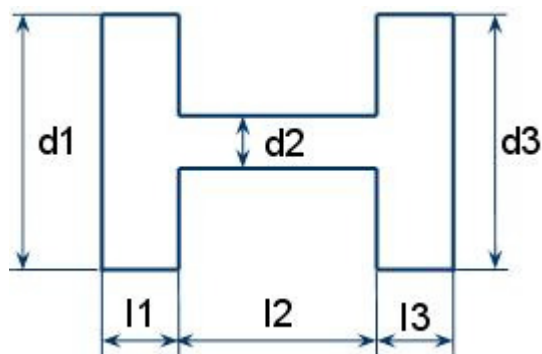
$l_3=30 \text{ mm}$

$T=150 \text{ kNm}$

T – Torsionsmoment

$G=81000 \text{ N/mm}^2$

G - Schubmodul



$$\varphi^{\circ} \approx \frac{180}{\pi} \cdot \frac{(32/\pi) \cdot 150000000 \text{ Nmm}}{81000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \cdot \left(\left(\frac{30 \text{ mm}}{(285 \text{ mm})^4} \right) + \left(\frac{205 \text{ mm}}{(180 \text{ mm})^4} \right) + \left(\frac{30 \text{ mm}}{(285 \text{ mm})^4} \right) \right) = 0,221^{\circ}$$

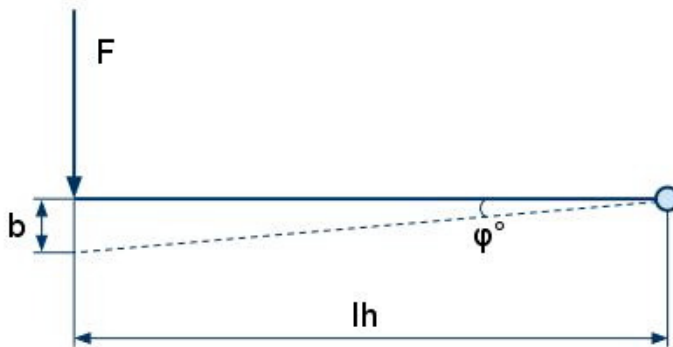
$$\varphi^{\circ} \approx 0,221^{\circ}$$

Drehmomentmesswelle			
Werkstoff:	42CrMo4		
$R_{p0,2N}$	880	N/mm^2	[03]
G	81000	N/mm^2	[03]
T_{\max}	150000	Nm	
d_1	285	mm	
d_2	180	mm	
l_1	30	mm	
l_2	205	mm	
l_3	30	mm	
φ°	0,221	Grad	

7. Hubberechnung vom Hydraulikzylinder

l_h - Hälfte von dem Hebelarm

b - Theoretisch benötigte Hub von dem Hydraulikzylinder



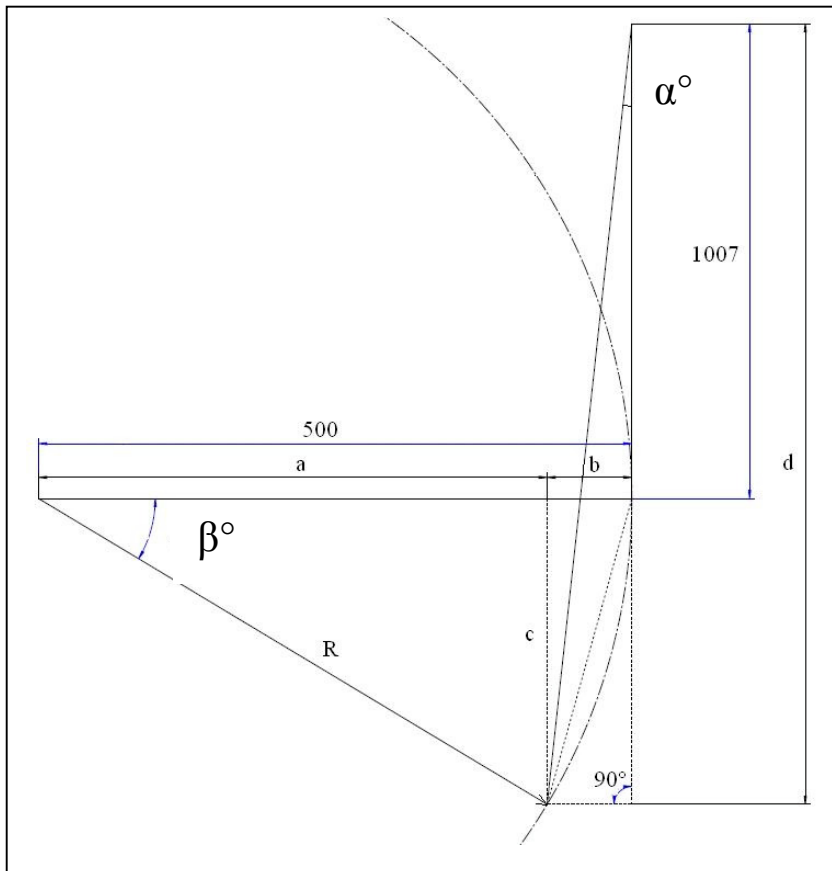
$$\sin \varphi^\circ = \frac{\text{Gegenkathete}(b)}{\text{Hypotenuse}(l_h)}$$

$$\text{Gegenkathete}(b) = \sin \varphi \cdot \text{Hypotenuse}(a)$$

$$b = \sin(\varphi^\circ) \cdot l_h = \sin(0,221^\circ) \cdot 500\text{mm} = 1,93\text{mm}$$

b – Benötigte Hub vom Hydraulikzylinder, um den Verdrehwinkel zu ermöglichen.

8. Berechnung des Winkels α°



$$\beta^\circ = \varphi^\circ = 0,221^\circ$$

R – Hebelarm

1007 mm – Länge von der Hydraulikeinheit

R=500 mm

$$\cos(\varphi^\circ) = \frac{a}{R}$$

$$\rightarrow a = \cos(\beta^\circ) \cdot R = 499,996 \text{ mm}$$

$$\tan(\varphi^\circ) = \frac{c}{a}$$

$$\rightarrow c = \tan(\beta^\circ) \cdot a = 1,92858 \text{ mm}$$

$$b = R - a = 500 - 499,996 = 0,003719 \text{ mm}$$

$$d = 1007 + c = 1007 + 1,92858 = 1005,07 \text{ mm}$$

$$\alpha^\circ = \tan^{-1}\left(\frac{b}{d}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{0,003719}{1005,07}\right) = 0,000212^\circ$$

Anhang B: Zeichnungen

- Stückliste
- Prüfstand GPG 04
- Motorwinkel
- Kupplung
- Dämpferbefestigung
- Kalibriervorrichtung
- Hydraulikeinheit
- Hebelarm
- Doppelträgerbrücke

Literaturverzeichnis

Internetwebseiten

- [WEB 01, 03] http://www4.mercedes-benz.com/truck/actros_bau/downloads/wallpapers/1024_Motiv3.jpg
verfügbar am 23.09.10
- [WEB 02] <http://www.daimler.com/dccom/0-5-1224348-49-1247282-1-0-0-0-0-108-7163-0-0-0-0-0-0-0.html> verfügbar am 23.09.10
- [WEB 04] http://www.unimogfreunde.de/News_Ticker/2002/191102/Verschraenkung.jpg
verfügbar am 23.09.10
- [WEB 05] http://www.msr-office.de/img/image_sens_11.jpg verfügbar am 23.09.10
- [WEB 06] <http://www.daimler.com/marken-und-produkte/unsere-produkte> verfügbar am 23.09.10
- [WEB 07] http://www.gtm-gmbh.com/downloads/produkte/k_p_d.pdf verfügbar am 23.09.10
- [WEB 08] http://simrit.de/simrit-mfs-portlet/pdf/55_NR_11-de.pdf verfügbar am 13.11.10
- [WEB 09] http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/de/de_gesamt/005_radex-n_rigiflex-n_de.pdf verfügbar am 13.11.10
- [WEB 10] http://www.ringfeder.com/Documents/Products/Ringfeder/Locking_Devices/Locking_Assemblies/RfN-7014.pdf verfügbar am 13.11.10
- [WEB 11] http://www.simrit.de/mimes/pd/Simrit_Kataloge/Medien2/DMS-SHOWCASES/MB_SHOW_SIMRIT/InDesign/highres-pdf/00001264.pdf
verfügbar am 13.11.10

Nachschlagewerke

- [01] Prof. em. Dr.-Ing. Ernst-Günter Paland „Technisches Taschenbuch“, 7., veränderter Nachdruck, by INA 2002
- [02] Roloff/Matek, „Maschinenelemente“, 17., überarbeitete Auflage, Vieweg Verlag, 2005
- [03] U. Fischer, M. Heinzler, R. Kilgus, ... „Tabellenbuch Metalle“, 41. Auflage 1999

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die Diplomarbeit selbstständig angefertigt habe. Es wurden nur die in der Arbeit ausdrücklich benannten Quellen und Hilfsmittel benutzt. Wörtlich oder sinngemäß übernommenes Gedankengut habe ich als solches kenntlich gemacht.

Ort, Datum

Unterschrift